



А.Н. Веремеевич

Метрология, стандартизация и сертификация

Допуски и посадки типовых соединений
и зубчатых передач. Размерные цепи

Учебное пособие



Кафедра машин и агрегатов металлургического
производства

А.Н. Веремеевич

Метрология, стандартизация и сертификация

Допуски и посадки типовых соединений
и зубчатых передач. Размерные цепи

Учебное пособие

Допущено учебно-методическим объединением
по образованию в области металлургии в качестве
учебного пособия для студентов высших учебных
заведений, обучающихся по специальности
Металлургические машины и оборудование

УДК 621.83:006
В31

Рецензент
д-р техн. наук, проф. *А.М. Галкин*

Веремеевич А.Н.

В31 Метрология, стандартизация и сертификация. Допуски и посадки типовых соединений и зубчатых передач. Размерные цепи: Учеб. пособие. – М.: Изд. Дом МИСиС, 2009. – 121 с.

ISBN 978-5-87623-236-6

Рассмотрены назначения допусков и посадок на типовых применяемых соединениях, а также представлены методы расчетов размерных цепей.

Пособие предназначено для студентов специальностей 150404 «Металлургические машины и оборудование» и 150106 «Обработка металлов давлением». Может быть использовано при курсовом и дипломном проектировании.

УДК 621.83:006

ISBN 978-5-87623-236-6

© Государственный технологический
университет «Московский институт
стали и сплавов» (МИСиС), 2009

ОГЛАВЛЕНИЕ

1. Допуски на угловые размеры.взаимозаменяемость конических соединений	5
1.1. Основные сведения.....	5
1.2. Системы допусков и посадок на угловые размеры и конические соединения.....	8
1.3. Виды конических соединений.....	11
1.4. Система допусков и посадок для конических соединений.....	13
1.5. Допуски и посадки конических соединений.....	16
1.6. Методы и средства измерения и контроля углов и конусов	20
2. Стандартизация точности резьбовых соединений	22
2.1. Классификация резьбовых поверхностей.....	22
2.2. Основные параметры, ограничиваемые допусками	23
2.3. Общие принципы обеспечения взаимозаменяемости цилиндрических резьб.....	26
2.4. Посадки с зазором для метрической резьбы	27
2.4.1. Основные отклонения	27
2.4.2. Область применения основных отклонений	29
2.4.3. Градация точности резьбовых соединений.....	29
2.4.4. Схемы расположения полей допусков.....	32
2.5. Резьбовые соединения с натягом	33
2.6. Переходные посадки	36
2.7. Методы и средства контроля и измерения точности цилиндрических резьб.....	37
3. Система посадок для цилиндрических зубчатых колес.....	41
3.1. Общие сведения	41
3.2. Классификация передач и основные понятия зубчатого зацепления.....	41
3.3. Функциональные предпосылки нормирования точности зубчатых передач.....	46
3.4. Стандартизация точности цилиндрических зубчатых колес и передач	47
3.5. Виды сопряжений зубьев колес в передаче	49
3.6. Кинематическая точность передачи	51
3.7. Нормирование параметров кинематической точности	54
3.8. Нормирование параметров плавности работы передачи	55
3.9. Методы и средства контроля зубчатых передач.....	57

4. Размерные цепи	61
4.1. Классификация размерных цепей. Основные термины и определения.....	61
4.2. Основные понятия	75
4.3. Методы достижения точности замыкающего звена.....	77
4.4. Порядок построения размерных цепей.....	79
4.5. Задачи и методы расчета размерных цепей	81
4.6. Основные уравнения размерной цепи и способы назначения знаков предельных отклонений	82
4.7. Метод расчета размерных цепей, обеспечивающий полную взаимозаменяемость.....	86
4.8. Расчет линейных размерных цепей теоретико-вероятностным методом	93
4.9. Особенности расчета динамических размерных цепей	112
4.10. Расчет зависимых допусков размеров, определяющих расположение осей отверстий	116
Библиографический список.....	120

1. ДОПУСКИ НА УГЛОВЫЕ РАЗМЕРЫ. ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ КОНИЧЕСКИХ СОЕДИНЕНИЙ

1.1. Основные сведения

Конусные соединения всевозможных видов (плоские и круглые), а также детали с угловыми размерами имеют разные назначения. Конусные соединения применяются: для крепления отдельных деталей у штифтов, шкворней; для крепления различных инструментов (сверл, разверток, зенкеров, фрез и т.д.); для крепления быстросменных оправок и устройств; для подвижных центровых соединений по типу подшипников трения скольжения; в роликовых конических подшипниках трения качения; в тягосцепных устройствах системы крюк-петля, устанавливаемых на грузовых автомобилях, гусеничных и колесных тягачах; для соединения роторов электродвигателей с деталями передач и т.д.

Угловые размеры широко используют при конструктивном оформлении деталей и в конических соединениях. Во многих случаях эти размеры являются независимыми (фаски, сколы, штамповочные и литейные уклоны), т.е. не связанными расчетными зависимостями с другими принятыми линейными и угловыми параметрами.

Для измерения углов используют несколько систем. Международная система единиц СИ является предпочтительной. На основании ее рекомендаций в ГОСТ 8.417-81 «Единицы физических величин» за единицу измерения плоского угла принят *радиан*, а телесного – *стерадиан*. Углом в один радиан называется плоский угол между двумя радиусами круга, вырезающий из окружности дугу, длина которой равна радиусу. Стерадиан – это центральный телесный угол, который вырезает из поверхности сферы площадь, численно равную квадрату радиуса.

Самой распространенной остается основанная на древней шестидесятеричной системе счисления градусная мера, единицы которой градус (°), минута (') и секунда (") предусмотрены ГОСТ 7664-61. В этой системе *градусом* называется плоский угол, равный 1/360 части центрального угла, опирающегося на полную окружность. Градус равен 60 минутам, а минута – 60 угловым секундам.

При этом радиан равен $57^{\circ}17'44,8''$. Градус равен $\frac{\pi}{180}$ рад = $1,745329 \cdot 10^{-2}$ рад и делится на 60 мин, а минута

$\frac{\pi}{10800}$ рад = $2,908882 \cdot 10^{-4}$ рад и делится на 60 с, секунда равна

$\frac{\pi}{648000}$ рад = $4848137 \cdot 10^{-6}$ рад.

Рекомендуемые для применения кратные и дольные угловые единицы от единиц СИ: мрад (миллирадиан) и мкрад (микрорадиан).

Радианная система очень удобна в расчетах, но ее применение при изготовлении и контроле изделий затруднено, так как пока не выпускаются приборы, градуированные в радианах.

Для угловых размеров, выраженных в градусах, минутах и секундах, с целью ограничения количества применяемых угловых размеров (ГОСТ 8908-81) установлены три предпочтительных ряда номинальных значений углов, называемых «нормальные углы» (табл. 1.1).

Таблица 1.1

Ряды номинальных значений углов

Ряд 1	Ряд 2	Ряд 3	Ряд 1	Ряд 2	Ряд 3	Ряд 1	Ряд 2	Ряд 3
0°				10°				70°
		0°15'			12°		75°	
	0°30'		15°					80°
		0°45'			18°			85°
	1°			20°		90°		
		1°30'			22°			100°
	2°				25°			110°
		2°30'	30°			120°		
	3°				35°			135°
	4°			40°				150°
5°			45°					165°
	6°				50°			180°
	7°				55°			270°
	8°		60°					360°
		9°			65°			

При измерении конусов углы измеряются величиной и конусностью, при измерении уклонов призматических элементов деталей углы измеряются в мкм/мм, мм/мм. Все нормальные углы, применяемые при конструировании, можно разделить на три группы:

нормальные углы общего назначения – наиболее распространенная группа, к которой относятся нормальные углы в плоскости, углы конусов и уклонов, углы призматических элементов (рис. 1.1, б);

нормальные углы специального назначения – ограниченно применяются в стандартизованных специальных деталях;

специальные углы – к ним относятся, во-первых, углы, размеры которых связаны расчетными зависимостями с другими принятыми размерами и которые нельзя округлить до нормальных углов; во-вторых, углы, определяемые специфическими эксплуатационными или технологическими требованиями.

Допуски углов конусов и призматических элементов деталей с длиной, меньшей стороны угла до 2500 мм, и ряда нормальных углов установлены ГОСТ 8908–81.

Допуском угла называется разность между наибольшим и наименьшим предельными углами; она обозначается АТ (англ. *angl tolerance* –угловой допуск).

Особенность угловых размеров заключается в том, что точность угла в значительной степени зависит от длины сторон, образующих этот угол. И в процессе изготовления, и при измерении, чем меньше длина стороны угла, тем труднее выполнить точный угол и тем труднее его точно измерить. Исходя из этих особенностей при нормировании точного угла величина допуска задается в зависимости от длины меньшей стороны угла номинального значения.

Конус – обобщенный термин, под которым понимают коническую поверхность, коническую деталь или конический элемент детали. Конус называют наружным, когда деталь или ее элемент имеют коническую наружную (внешнюю) поверхность, внутренним – когда коническая поверхность внутренняя.

Под основанием конуса понимают окружность, образованную пересечением конической поверхности с перпендикулярными плоскостями, ограничивающими его в осевом направлении.

Конус (наружный, внутренний) характеризуется диаметром большого основания D (рис. 1.1, а), диаметром малого основания d , углом конуса α , углом уклона $\alpha/2$, длиной конуса L .

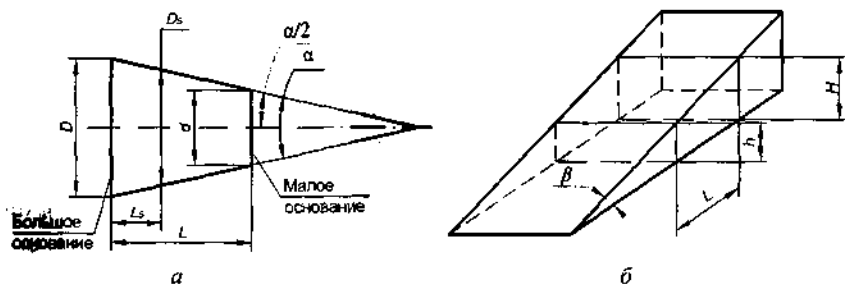


Рис. 1.1. Основные размеры:
а – конуса; б – призматического элемента

1.2. Системы допусков и посадок на угловые размеры и конические соединения

Допуски углов призматических элементов деталей и углов конусов установлены ГОСТ 8908–81. Угловые допуски задаются в зависимости от номинальной длины конуса (при конусности $C \leq 1:3$) или в зависимости от длины образующего конуса L_1 (при $C > 1:3$, т.е. для $\alpha \geq 30^\circ$); для призматических элементов деталей – всегда в зависимости от длины меньшей стороны угла, обозначаемой L_1 .

ГОСТ 8908–81 устанавливает 17 степеней точности допусков углов: 1, 2, 3, ..., 17. При обозначении допуска угла заданной точности к обозначению допуска угла АТ добавляют номер соответствующей степени точности: АТ1, АТ2, ..., АТ17. Допуск угла при переходе от одной степени точности к другой изменяется по геометрической прогрессии со знаменателем $\phi = 1,6$. При необходимости допуски точнее степени точности 1 (т.е. 0; 0,1) могут быть получены последовательным делением допусков степени точности 1 на 1,6.

Степень точности 5 в производственных условиях устанавливают для наружных конусов (конусные калибры-пробки); 6 – для внутренних конусов, конусные калибры – втулки). Степени 7 и 8 используют для изделий высокой точности (конусы инструментов, конические концы валов и осей для тщательно центрируемых деталей и т.д.); степени 10–12 применяют для нормальной точности (центровые гнезда и центры, угловые и пазы в направляющих); степени 13–15 – в деталях пониженной точности, степени 16, 17 – для свободных размеров.

Стандартом для каждой степени точности установлены четыре вида допусков на угловые размеры (рис. 1.2):

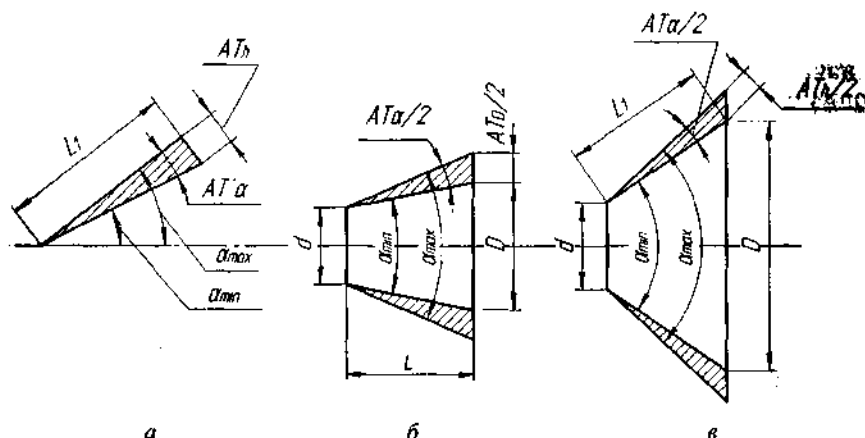


Рис. 1.2. Расположения полей допусков углов и конусов:
 а – пуск угла; б – конусность $C \leq 1:3$; в – конусность $C > 1:3$

1) $AT\alpha$ – допуск угла, выраженный в радианной мере (например, $AT17 = 80\,000$ мкрад), и соответствующее ему точное значение в градусной мере (например, $AT17 = 40^\circ 35' 01''$);

2) $AT\alpha'$ – допуск, выраженный в градусной мере, но с округленным значением по сравнению с выражением в радианной мере. Таким образом, угол 17-й степени точности будет равен $AT17 = 40$. На чертежах рекомендуется указывать округленный допуск угла;

3) допуск угла $ATн$, выраженный отрезком на перпендикуляре к стороне угла, противолежащего углу $AT\alpha$ на расстоянии L_1 от вершины этого угла, практически этот отрезок равен длине дуги с радиусом L_1 , стягивающей угол $AT\alpha$;

4) допуск угла конуса ATD , выраженный допуском на разность размеров в двух нормальных к оси конуса сечениях на заданном расстоянии L между ними, определяется по перпендикуляру к оси конуса.

Допуски углов назначают: для конусов с конусностью не более 1:3 – в зависимости от длины конуса L ; для конусов с конусностью свыше 1:3 – в зависимости от длины образующей конуса L_1 ; для углов призматических элементов – в зависимости от длины меньшей стороны угла.

Значение допуска $ATн$ определяют по формуле

$$ATн = AT\alpha L_1 \cdot 10^{-3},$$

где $ATн$ – в мкм; $AT\alpha$ – в мкрад; L_1 – в мм.

Для конусов с конусностью не более 1:3 принимают $L_1 = L$ и назначают допуски АТД; значение $АТД \approx АТ_h$ (разность не превышает 2 %).

Для конусов с конусностью более 1:3 значение допуска АТД определяют по формуле

$$АТД = АТ_h / \cos \alpha / 2,$$

где α – номинальный угол конуса.

Допуски углов призматических элементов деталей должны назначаться в зависимости от номинальной длины L_1 меньшей стороны угла (рис. 1.2, а).

Допуски углов могут быть расположены в плюсовую сторону (+АТ), в минусовую (–АТ) или симметрично ($\pm АТ$) относительно номинального угла (рис. 1.3).

При любом расположении поля допуска отклонения угловых размеров отсчитываются от номинального размера угла. Типы расположения полей допусков для угла призматического элемента представлены на рис. 1.3, а для угла конуса – на рис. 1.4.

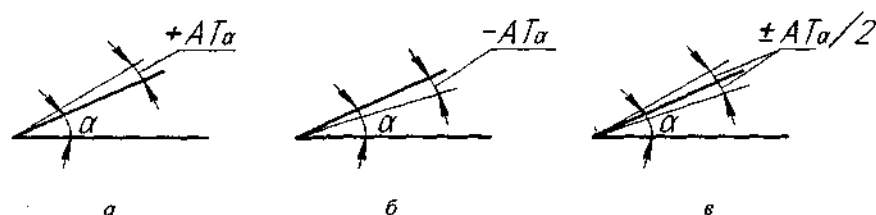


Рис. 1.3. Типы расположения полей допусков для угла призматического элемента:

а – $(\alpha + АТ\alpha)$; б – $(\alpha - АТ\alpha)$; в – $(\alpha \pm АТ\alpha/2)$

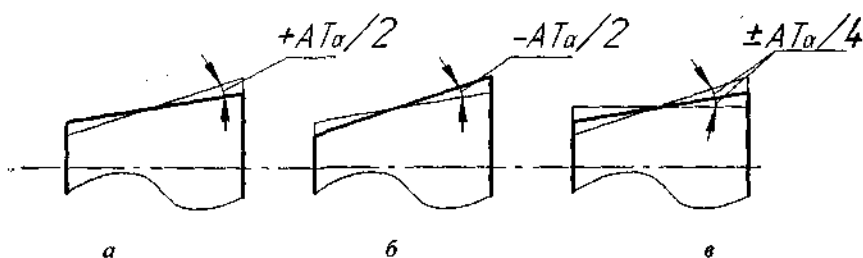


Рис. 1.4. Типы расположения полей допусков для угла конуса:

а – $(\alpha + АТ\alpha)$; б – $(\alpha - АТ\alpha)$; в – $(\alpha \pm АТ\alpha)$

ГОСТ 25670–83 устанавливает предельные отклонения размеров на гладкие элементы металлических деталей машин, обрабатываемых резанием, если эти отклонения не указываются непосредственно у размеров, а оговариваются общей записью (неуказанные предельные отклонения размеров). Числовые значения неуказанных предельных отклонений углов устанавливаются в зависимости от качества или класса точности и для квалитетов от 12 до 16-го и 17-го должны соответствовать приведенным в табл. 1.2.

Таблица 1.2

Неуказанные предельные отклонения линейных размеров

Неуказанные предельные отклонения линейных размеров		Интервалы длин меньшей стороны угла, мм									
		До 10		От 10 до 40		От 40 до 160		От 160 до 630		От 630 до 25 000	
		Предельные отклонения углов									
По квалитетам	По классам	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2
От 12 до 16	Точный, средний, грубый	±1	±1,8	±30	±0,9	±20	±0,6	±10	±0,3	±5	±0,15
17	Очень грубый	±2	±3,6	±1	±1,8	±40	±1,2	±20	±0,6	±10	±0,30

Примечание: В графах «Предельные отклонения углов»: 1 – в угловых единицах; 2 – в миллиметрах на 100 мм длины.

1.3. Виды конических соединений

Конические соединения получили широкое распространение в машиностроении благодаря следующим своим свойствам: герметичности; самоцентрируемости; высокой прочности и напряженности соединений; возможности легкого регулирования зазора и натяга при изменении осевого расположения деталей; способности обеспечивать передачу больших усилий (при неподвижных соединениях).

Коническое соединение – соединение наружного и внутреннего конусов, имеющих одинаковые номинальные углы конусов, которые характеризуются большим диаметром D , малым диаметром d , длиной L конического соединения и базорасстоянием соединения z_p (расстоянием между принятыми базами конусов).

В осевом сечении конического соединения и отдельных конусов различают угол конуса α и угол уклона $\alpha/2$. Вместо этих углов часто используют понятия «уклон i » и «конусность C »:

$$i = \frac{D-d}{2L} = \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2};$$

$$C = \frac{D-d}{L} = 2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}.$$

Из четырех параметров D , d , L и α – три независимы.

В зависимости от натяга и зазора конические соединения можно разделить на следующие виды: неподвижные соединения (с натягом), плотные (с возможностью скольжения) и подвижные (с зазором).

Неподвижные соединения (с натягом) предназначены для исключения взаимного перемещения деталей или для передачи крутящего момента. Работу соединения обеспечивает сила трения между сопрягаемыми поверхностями, которая регулируется натягом, определяемым, в свою очередь, изменением взаимного положения конических поверхностей деталей вдоль оси соединения. Натяг обеспечивается затяжкой или запрессовкой наружного конуса во внутренний, а также за счет сборки элементов пары с различной температурной деформацией (при нагревом внутреннем конусе и/или охлажденном наружном). При больших нагрузках и относительно малом натяге, при вибрациях в неподвижном коническом соединении предусматриваются одна или две шпонки. В качестве примеров таких соединений можно назвать: соединения конусов валов электрических машин и станков; соединения валопроводов судов; соединения фланцевых муфт с полыми и сплошными валами; конические фрикционные муфты; конические штифты; уплотнительные пробки. Расчет натягов аналогичен расчету натягов прессовых посадок для цилиндрических соединений.

Плотные соединения (переходные) с возможностью скольжения применяются для обеспечения газо-, водо- и маслопроницаемости по сопрягаемым поверхностям, т.е. для герметизации соединений. Посадку герметизируют путем притирки поверхностей, причем полная взаимозаменяемость деталей нарушается. Плотные соединения применяются в пробковых кранах трубопроводной арматуры, в двигателях для посадки клапана в седле, в жиклерах карбюраторов и т.д.

Подвижные (с зазором) конические соединения применяются для обеспечения относительного вращения или зазора между элементами пары. Они обладают достоинствами точного центрирования и компенсации износа рабочих поверхностей перемещением деталей вдоль оси. Такие посадки используются в точных приборах, конических подшипниках станков, дозирующих, регулирующих устройствах и т.п.

Нормальные конусности и углы конусов **общего назначения** устанавливаются по ГОСТ 8593–81 (табл. 1.3).

Таблица 1.3

Исходная величина	Обозначение нормального конуса		Примерное назначение
	Ряд 1	Ряд 2	
С	1:500	—	Для соединения с гарантированным натягом
	1:200		
	1:100		
	1:50		
С	1:20	1:30	Для неподвижных установочных соединений
	1:10	1:15	
		1:12	
		1:8	
С	1:5	1:6	Для подвижных соединений
	1:3	1:4	
α	30°	75°	Для конструктивного оформления деталей
	45°		
	60°		
	90°		
	120°		

Для призматических деталей кроме нормальных углов ГОСТ 8908–81 допускает применять шесть стандартных уклонов S — от 1:500 до 1:10, которые численно соответствуют значениям шести первых конусностей ряда 1. Уклон в этих случаях представляет собой отношение перепада высот $(H - h)$ точек наклонной стороны от второй (базовой) стороны к расстоянию L между местами их измерения:

$$S = (H - h)/L = \operatorname{tg} \beta.$$

1.4. Система допусков и посадок для конических соединений

На качество конических соединений влияют погрешности углов и отклонения формы сопрягаемых поверхностей. Для повышения точности центрирования, несущей способности, износостойкости и герметичности соединений необходимо обеспечивать равномерный контакт сопрягаемых поверхностей. Притиркой сопрягаемых поверхностей можно довести погрешность угла до $4''$.

Термины и определения, относящиеся к конусам и коническим соединениям, применяемым в науке, технике и производстве, установлены ГОСТ 25548–82.

Конус – обобщенный термин, под которым в зависимости от конкретных условий понимают коническую поверхность, коническую деталь или конический элемент детали. Условные обозначения параметров, относящихся к внутренним конусам, дополняются индексом i , а к наружным – индексом e .

К основным размерам конуса относятся (см. рис. 1.1, а): диаметр большого основания D , диаметр малого основания d , угол конуса α (конструкторская форма), угол уклона $\alpha/2$, длина конуса L .

Под основанием конуса понимают окружности, образованные пересечением конической поверхности с перпендикулярными плоскостями, ограничивающими его в осевом направлении.

Конусность – отношение разности диаметров большого и малого основания к длине конуса, т.е.

$$C = \frac{D - d}{L} = 2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2},$$

где D и d – диаметры большого и малого оснований;

L – длина конуса;

$\frac{\alpha}{2}$ – угол наклона – угол между образующей конуса и его осью.

Конусность, как правило, указывают в виде отношения $1:X$, где X – расстояние между поперечными сечениями конуса, разность диаметров которых равна 1 мм. Это необходимо для того, чтобы выражать конусность целым числом, а также для удобства измерения. Например, для так называемых метрических конусов, у которых угол конуса равен $2^\circ 51' 51''$, конусность выражается как 1:20, т.е. два сечения с разностью диаметров 1 мм отстоят друг от друга на 20 мм.

При рассмотрении допусков и посадок конических соединений пользуются терминами (рис. 1.5), указанными далее.

Основная плоскость – плоскость поперечного сечения конуса, в котором задается номинальный диаметр конуса.

Для оценки диаметральных размеров и конусности в конусах существует понятие базовая плоскость, т.е. плоскость, перпендикулярная оси конуса и служащая для определения осевого положения основной плоскости или осевого положения данного конуса относительно сопрягаемого с ним конуса.

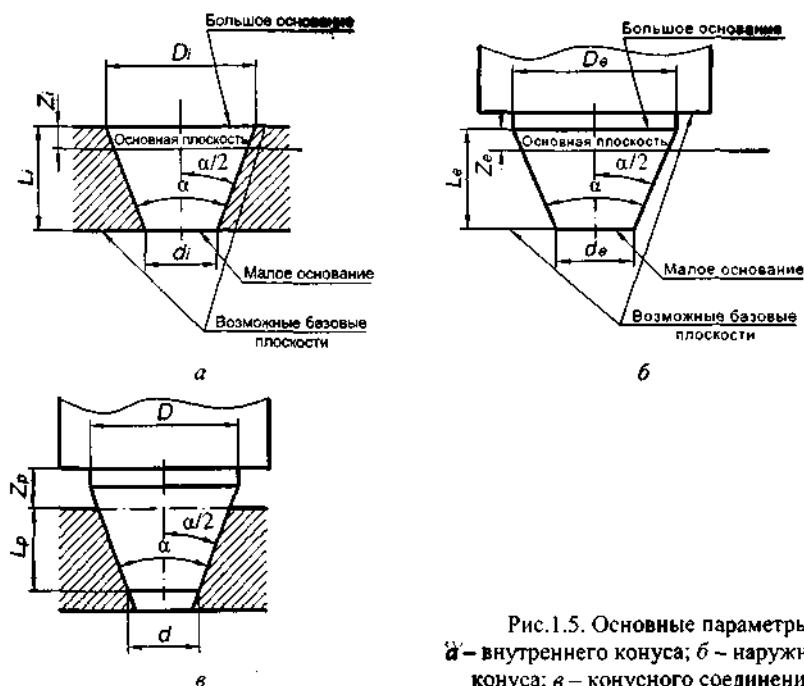


Рис.1.5. Основные параметры:
 α – внутреннего конуса; б – наружного конуса; в – конусного соединения

В качестве базовой выбирают торцевую плоскость какого-либо заплечика, буртика или места перехода конуса в цилиндр, чаще всего со стороны большого диаметра. Базовая и основная плоскости конуса могут совпадать.

Нормирование отклонений в отношении осевого положения конусов задается базорасстоянием (осевым расстоянием) *Базорасстояние конуса* z_e или z_i – это расстояние между основной и базовой плоскостями конуса. Базорасстояние наружного конуса обозначается z_e , базорасстояние внутреннего конуса – z_i .

Базорасстояние конуса – это расстояние между базовыми плоскостями конуса, соответствующими идеальным осевым положением сопрягаемых поверхностей. За базовые поверхности обычно принимают поверхности корпусов, буртиков и т.д., исходя в основном из возможности измерения. При нормировании конических сопряжений задается допуск на базорасстояние. Базорасстояние соединения z_p определяет относительное осевое расположение конических деталей.

Для достижения взаимозаменяемости установлены ряды *нормальных конусностей*. Предусмотрены конусности специального применения для инструментальных конусов: конусы Морзе 0,1,2,3,4,5,6;

конусы Морзе укороченные – B7, B10, B12, B16, B18, B22, B24, B32, B45; конусы метрические.

При измерении размеров универсальными средствами на конусные поверхности рекомендуется проставлять размеры, указанные на рис. 1.6.

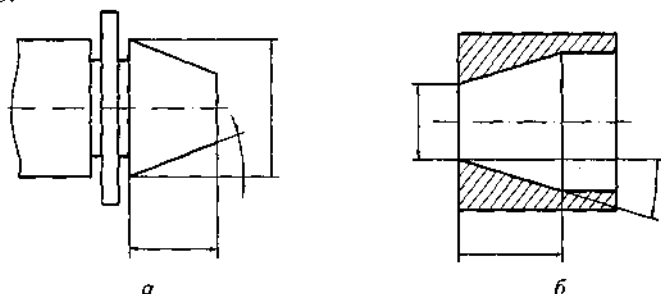


Рис. 1.6. Рекомендуемые для простановки размеры:
а – на наружный конус; б – на внутренний конус

Для надежной эксплуатации конического соединения необходимо, чтобы отклонения действительных размеров конуса находились в пределах установленных допусков.

1.5. Допуски и посадки конических соединений

Для конусов устанавливаются следующие виды допусков:

T_D – допуск диаметра конуса в любом сечении; он равен разности предельных диаметров конуса в одном и том же поперечном сечении (рис. 1.7);

T_{Ds} – допуск диаметра конуса в заданном сечении;

AT – допуск угла конуса;

T_{FR} – допуск круглости конуса (допуск формы конуса);

T_{FL} – допуск прямолинейности образующей (допуск формы).

Установлено два способа нормирования допусков конусов.

Способ 1 – совместное нормирование всех видов допусков допуском T_D диаметра конуса в любом сечении. Данный допуск определяет поле допуска конуса, ограниченное двумя предельными конусами, между которыми должны находиться все точки реальной поверхности конуса, и ограничивает не только отклонения диаметров, но и отклонения угла и формы конуса (см. рис. 1.7). При необходимости этот допуск может быть дополнен более узкими допусками угла и формы конуса; при этом все точки реальной поверхности конуса также должны находиться в поле допуска, ограниченном двумя предельными конусами.

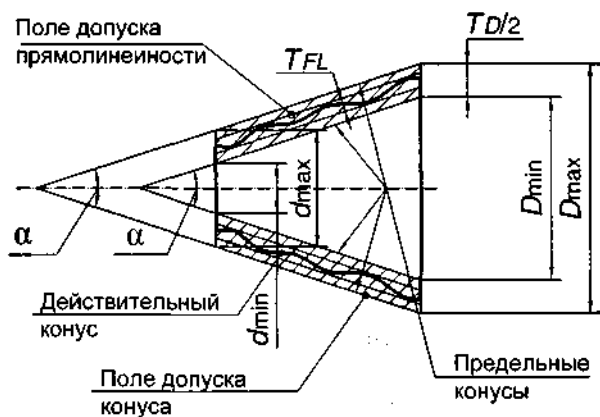


Рис. 1.7. Поле допуска диаметра конуса в любом сечении

Способ 2, при котором отдельно нормируют каждый вид допусков; допуск T_D диаметра конуса в заданном сечении, допуск AT угла конуса, допуск T_{FR} круглости и допуск T_{FL} прямолинейности образующей конуса. Допуски несопрягаемых конусов предпочтительно нормировать вторым способом.

Допуски конусов T_D и T_{D_s} должны соответствовать ГОСТ 25346–2.

Наибольшие отклонения угла конуса, возможные при полном использовании допуска T_D , и соотношения между допусками угла и диаметра конуса приведены в ГОСТ 25346–82.

Допуски AT должны назначаться в угловых единицах $AT\alpha$ или в линейных единицах AT_D по ГОСТ 8908–81.

Расположение предельных отклонений углов сопрягаемых конусов должно быть односторонним ($+AT$ или $-AT$) или симметричным

$\left(\pm \frac{AT}{2}\right)$, для несопрягаемых конусов – симметричным $-\left(\pm \frac{AT}{2}\right)$.

Допуски формы конуса: T_{FR} (допуск круглости) и T_{FL} (допуск прямолинейности образующей) назначаются по ГОСТ 24643–81.

Поле допуска конуса называется область в пространстве, внутри которой должны находиться все точки реальной поверхности конуса (см. рис. 1.7).

Выбор полей допусков производится с учетом способа фиксации взаимного осевого положения сопрягаемых конусов.

В посадках с фиксацией по конструктивным элементам или по заданному осевому расстоянию между базовыми поверхностями со-

прягаемых конусов следует применять поля допусков не грубее 9-го качества с основным отклонением: для внутренних конусов H , для наружных конусов — с любым из указанных отклонений $d, e, f, g, h, j, k, m, n, p, r, s, t, u, x, z$.

В посадках с фиксацией по заданному смещению сопрягаемых конусов от начального положения или по заданному усилию запрессовки следует применять поля допусков от 8-го до 12-го качествен с основными отклонениями: для внутренних конусов — H (предпочтительно), J_s и N , для наружных конусов — h, J_s или k . В обоснованных случаях допуск задается применять поля допусков точнее 8-го качества.

Допускается применение полей допусков по ГОСТ 25347-82.

Коническое соединение характеризуется конической посадкой и базорасстоянием соединения.

Коническая посадка — характер конического соединения, определяемый размерами зазоров и натягов в коническом соединении, получающемся после фиксации взаимного осевого положения сопрягаемых конусов.

В зависимости от способа фиксации взаимного осевого положения наружного и внутреннего конусов посадки подразделяются на:

- посадки с фиксацией путем совмещения конструктивных элементов сопрягаемых конусов; посадки с фиксацией по заданному осевому расстоянию Z_{pf} между базовыми плоскостями сопрягаемых конусов. При этих способах фиксации возможно получение посадок с зазором, натягом и переходных (рис. 1.8);

- посадки с фиксацией по заданному осевому смещению E_a , сопрягаемых конусов от их начального положения. При этом способе фиксации возможно получение посадок с зазором и натягом;

- посадки с фиксацией по заданному усилию запрессовки F_s , прилагаемому в начальном положении сопрягаемых конусов. При этом способе фиксации получается посадка с натягом.

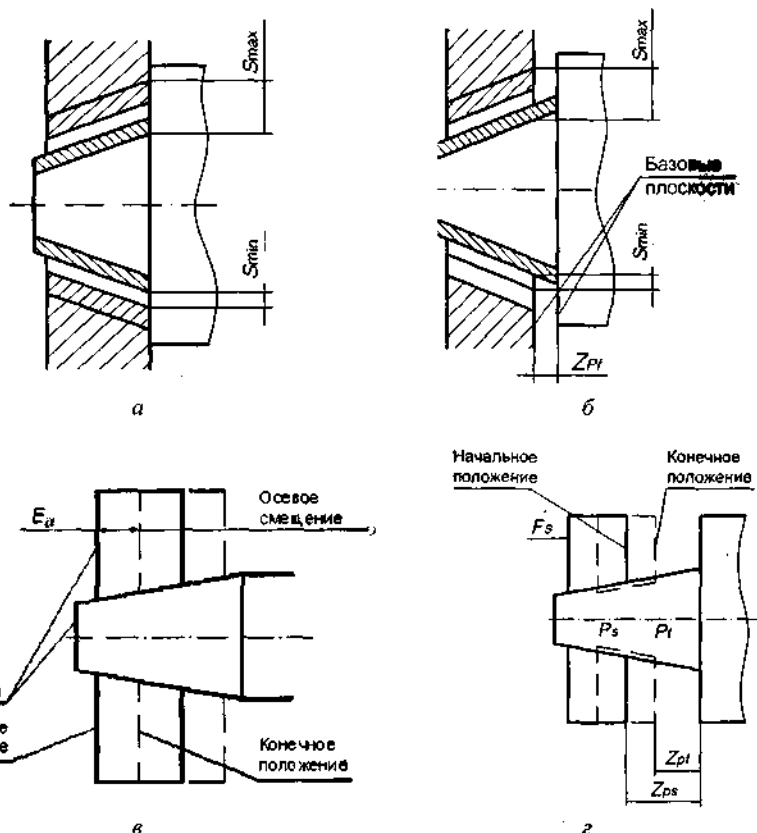


Рис. 1.8. Посадки конусов с фиксацией:

- а* – путем совмещения конструктивных элементов конусов;
б – по заданному осевому расстоянию Z_{pl} между базовыми плоскостями сопрягаемых конусов; *в* – по заданному осевому смещению E_a сопрягаемых конусов от их начального положения; *г* – по заданному усилию запрессовки F_s .

В посадках, выполненных путем совмещения конструкторских элементов или по заданному осевому расстоянию между базовыми плоскостями сопрягаемых конусов *допуски конусов*, предпочтительно нормировать первым способом.

В посадках, выполненных по заданному осевому смещению сопрягаемых конусов или по заданному усилию запрессовки, допуски конусов предпочтительно нормировать вторым способом. Этим же способом предпочтительно нормировать допуски несопрягаемых конусов.

1.6. Методы и средства измерения и контроля углов и конусов

Измерение угловых размеров в зависимости от требуемой точности выполняют различными методами. Наиболее распространенными методами измерения параметров конусов являются:

- методы контроля с помощью угловых мер – прямое измерение углов калибрами, контроль по отклонению базорасстояния калибров, припасовка по краске, оценка размера световой щели, контроль специальными механическими и пневматическими приборами;
- косвенные методы измерения угловых величин путем перерасчета по результатам линейных измерений, измерения на универсальном микроскопе координатным методом, с помощью синусных и тангенсных линеек, способами, использующими измерение щупами, шариками, роликами, калибровочными кольцами и т.д.;
- наиболее точные гониометрические методы измерения угла оптическими приборами (гониометрами, оптическими делительными головками и т.д.)

Комплексный контроль калибрами производят в основном по осевому положению конусного калибра относительно базы конусной детали. Тем самым он сводится к контролю базорасстояния, а через него – и суммарной ошибки при измерении диаметров и угла конуса.

Виды, исполнения, формулы для определения размеров, допуски и комплектность калибров для конических соединений с конусностью от 1: 3 до 1: 50, с диаметрами в заданном сечении до 200 мм, с допусками диаметров 6...12-го квалитетов, допусками углов конусов 4...9-й степени точности установлены ГОСТ 24032–81.

Степень прилегания калибра и характер контакта (по малому и большому диаметрам) в обычных случаях определяет контролер по качанию вставленного калибра, а в ответственных случаях используют метод окраски. Для этого мерительную поверхность калибра покрывают (после проверки каждой детали) тонким слоем смеси типографской краски с машинным маслом. Калибр с некоторым усилием провертывают относительно детали, после чего следы краски на проверяемой конической поверхности по площади и месту расположения должны соответствовать техническим требованиям чертежа.

Контрольные вопросы

1. Какие установлены единицы измерения углов?
2. Укажите примерные области применения: а) деталей, имеющих угловые размеры; б) призматических деталей; в) неподвижных конических соединений; г) подвижных конических соединений.

3. Укажите основные достоинства и недостатки конических соединений.
4. Какими способами можно обеспечить взаимозаменяемость конических соединений? Приведите примеры применения взаимозаменяемых конических соединений.
5. Какие основные параметры конусов и конических соединений вы знаете?
6. Дайте определения и обозначения основной и базовой плоскости; наружных и внутренних диаметров конусов; длины конусов и конических соединений; базы и базорасстояния конусов и соединений; угла конусов; конусности и уклона.
7. Какими параметрами характеризуют основные размеры конических поверхностей?
8. Какие параметры должны быть известны для проектирования конусов?
9. Какой параметр конусов является основным и как он влияет на качество и работоспособность конического соединения?
10. Какие углы называют зависимыми и независимыми?
11. Назовите основные положения системы допусков углов.
12. Что принимается за номинальный размер при назначении допусков углов призматических деталей и конусов?
13. Как влияет на качество конического соединения отклонение формы конических поверхностей?
14. Укажите два способа задания допусков на конусы?
15. Какие способы фиксации осевого положения конусов в соединении вы знаете?
16. Как должны быть заданы допуски на сопрягаемые конусы, чтобы обеспечить симметричность отклонений базорасстояния?
17. Определение зазоров и натягов в конических соединениях.
18. В какой системе, каких качествах и с какими основными отклонениями образуются конические посадки?
19. Разновидность инструментальных конусов. Как они и их точность обозначаются в технической документации?
20. Чем и как измеряют или контролируют конусы?
21. Что учитывают при выборе полей допусков конусов?

2. СТАНДАРТИЗАЦИЯ ТОЧНОСТИ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

2.1. Классификация резьбовых поверхностей

Резьбовые соединения широко распространены в машиностроении. Резьбовым соединением называют соединение двух деталей, одна из которых имеет внутреннюю резьбу, а другая – наружную. Резьбовая поверхность образуется при винтовом перемещении плоского контура определенной формы по цилиндрической или конической поверхности.

Все резьбы можно классифицировать по назначению, профилю витков, числу заходов, направлению вращения контура осевого сечения и единице измерения линейных размеров.

По назначению резьбы разделяются на общие и специальные.

К резьбам *общего назначения* относятся резьбы, предназначенные для применения в любых отраслях промышленности. К ним относятся: *крепежные* резьбы, предназначенные для соединений деталей и регулировочных устройств; *кинематические* – для преобразования движений в различных винтовых механизмах; *трубные* и *арматурные* резьбы – для плотного (герметичного) соединения изделий (труб, арматуры и т.д.).

Специальными резьбами называются такие, которые применяются только в определенных изделиях некоторых отраслей промышленности (например, круглые – резьба для цоколей и патронов электроламп, резьба объективов фотоаппаратов, резьба окуляров оптических приборов).

По *профилю витка* (виду контура осевого сечения) резьбы подразделяются на (рис. 2.1):

- треугольные;
- трапециевидные;
- упорные (пилообразные);
- прямоугольные;
- круглые.

По *виду поверхности, на которую нанесена резьба*, на:

- цилиндрические;
- конические.

По *числу заходов* на:

- однозаходные;
- многозаходные (двухзаходные, трехзаходные и т.д.).

По направлению винтовой поверхности на:

- правые (завинчивают по часовой стрелке);
- левые (завинчивают против часовой стрелки).

По принятой единице измерения параметров резьбы на:

- метрические;
- дюймовые.

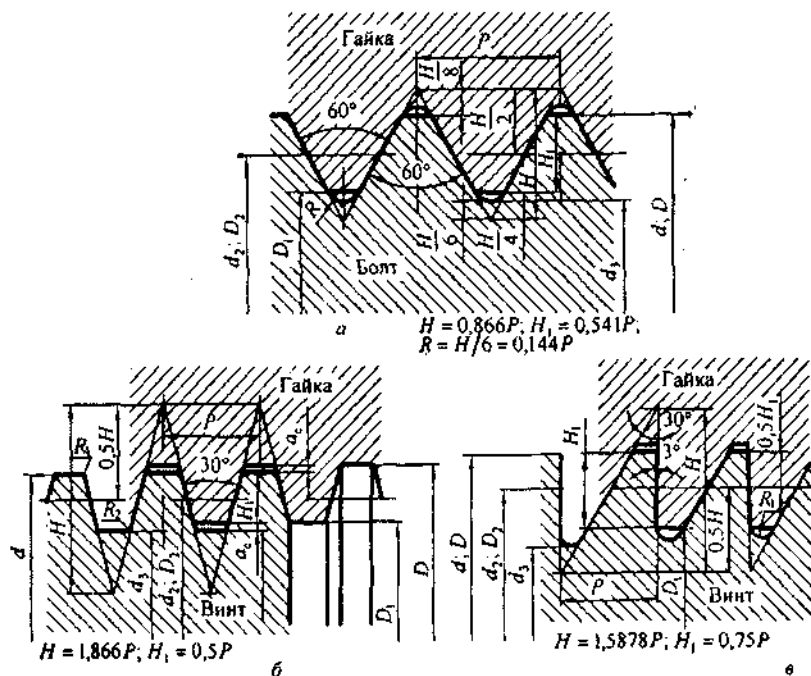


Рис. 2.1. Виды резьб: а – треугольная метрическая;
б – трапецидальная; в – упорная

2.2. Основные параметры, ограничиваемые допусками

К резьбовым соединениям предъявляются требования взаимозаменяемости. В резьбовом соединении наружная резьба является охватываемой поверхностью и носит название «болт» («винт»,

«шпилька» и т.д.), внутренняя является охватывающей поверхностью и носит название «гайка» («гнездо» и др.).

Для цилиндрических и конических резьб определения ряда параметров являются общими.

Профиль резьбы – это контур сечения резьбы в плоскости, проходящей через ось (рис. 2.2).

Угол профиля α резьбы – угол между боковыми сторонами профиля в осевой плоскости.

Углы наклона сторон профиля – углы между боковыми сторонами профиля и перпендикуляром к оси резьбы. Для метрических резьб с симметричным профилем углы наклона сторон равны половине угла профиля $\alpha/2 = 60:2 = 30^\circ$.

Диаметр наружной резьбы d (болта, винта, шпильки и т.д.) или внутренней резьбы D (гайки) – диаметр воображаемого цилиндра, описанного вокруг вершин наружной резьбы или впадин внутренней. Он принимается за номинальный диаметр резьбы;

Средний диаметр болта d_2 и гайки D_2 – диаметр воображаемого соосного с резьбой цилиндра, образующая которого пересекает профиль резьбы в точке, где ширина канавки равна половине нормального шага резьбы.

Внутренний диаметр болта d_1 и гайки D_1 – диаметр воображаемого цилиндра, вписанного во впадины наружной резьбы или в вершины внутренней резьбы. Внутренний диаметр, шаг резьбы определяет опасное сечение болта (шпильки, винта и т.д.);

Длина свинчивания l (высота гайки) – длина соприкосновения винтовых поверхностей наружной и внутренней резьбы в осевом направлении;

Угол подъема ψ – угол между касательной к винтовой поверхности в точке, лежащей на среднем диаметре, и плоскостью, перпендикулярной оси резьбы. От этого угла зависит самоторможение в резьбе.

Рабочая высота профиля H_1 – высота соприкосновения сторон профиля наружной и внутренней резьбы в направлении, перпендикулярном к оси резьбы.

Высота исходного треугольника H .

Шаг резьбы P – расстояние между параллельными сторонами двух соседних витков резьбы, измеренное в направлении, параллельном оси резьбы, на расстоянии $0,5d_2$ от оси резьбы.

Для многоходовых резьб применяется дополнительно термин «ход».

Ходом t называется расстояние между параллельными сторонами профилей, соответствующих одному и тому же витку. Ход равен перемещению болта (гайки) в осевом направлении за один оборот относительно гайки (болта): $t = Pn$, где n – число заходов.

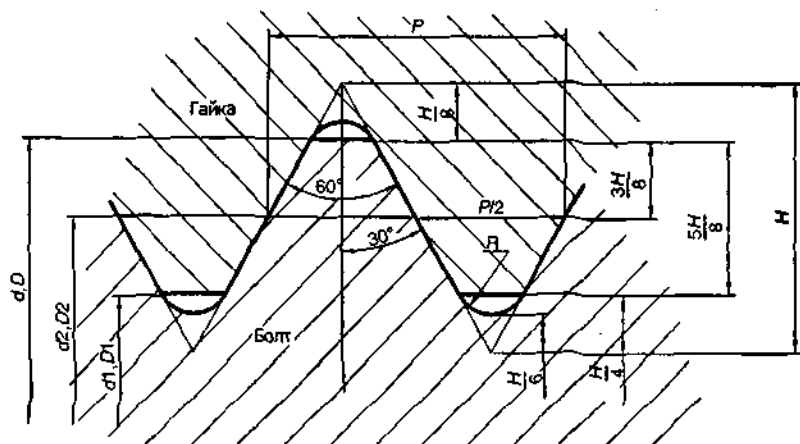


Рис. 2.2. Профиль резьбы

Основным элементом, определяющим характер посадки резьб, является средний диаметр, так как резьба должна сопрягаться только по бокам резьбового профиля. Допуски на наружный диаметр резьбы d рассчитывается так, чтобы устранить возможность защемления по вершинам и впадинам резьбы.

Взаимозаменяемость резьбовых соединений состоит в том, чтобы болт данного размера мог свинчиваться с любой гайкой того же номинального размера по всей длине свинчивания. Поскольку резьба сопрягается по бокам профиля, на свинчиваемость болта и гайки оказывают влияние не только средний диаметр, но и шаг резьбы, и половина угла наклона профиля. Поэтому условием взаимозаменяемости резьбовых деталей (болта, гайки) является соблюдение определенной точности элементов резьбы d_2 , p и $\alpha/2$. Практически невозможно соблюдать абсолютно точные размеры этих элементов. Поэтому в резьбе болта и гайки возникают погрешности соответственно в среднем диаметре резьбы Td_2 , в шаге резьбы Tr и половине угла профиля $T\alpha/2$.

Погрешности половины угла профиля зависят от правильности профиля инструмента и степени его износа. Погрешности шага резь-

бы определяются точностью ходового винта и правильностью подсчета передаточного числа шестерен от ходового винта до шпинделя станка. При наличии этих погрешностей для обеспечения свинчиваемости гайки и болта необходимо соответственно изменить размеры среднего диаметра болта и гайки, а именно уменьшить средний диаметр болта и увеличить средний диаметр гайки. В результате этого по среднему диаметру между болтом и гайкой создается дополнительный зазор, который компенсирует погрешность шага и угла профиля сопрягаемых деталей.

Стандартом предусматриваются два типа метрической резьбы:

- с крупным и мелким шагом для диаметров резьбы от 1 до 68 мм;
- только с мелким шагом для диаметров свыше 68 до 600 мм.

Резьбу с крупным шагом обозначают буквой М и числовым значением наружного диаметра, например М24, М30. У резьб с мелкими шагами указывается еще шаг резьбы М24х1,5.

ГОСТ 8724–2002 устанавливает три ряда диаметров метрической резьбы, в каждой из которых предусмотрены крупные и мелкие шаги. У резьбы с крупным шагом каждому наружному диаметру соответствует шаг, определяемый зависимостью $d(D) \approx 6p^{1,3}$. У резьбы с мелким шагом одному наружному диаметру могут соответствовать разные шаги. Метрические резьбы с мелкими шагами применяют при соединении тонкостенных деталей, ограниченной длине свинчивания, а также в тех случаях, когда требуется повышенная прочность соединения (особенно при переменных нагрузках).

2.3. Общие принципы обеспечения взаимозаменяемости цилиндрических резьб

Реальные резьбы по сравнению с теоретическими прототипами имеют отклонения профиля и размеров. Несмотря на сложную форму, точность резьбовых поверхностей вполне определяется точностью наружных $d(D)$, средних $d_2(D_2)$ и внутренних $d_1(D_1)$ диаметров, шага p и угла профиля α . Так как у сопрягаемых резьбовых поверхностей номинальные размеры перечисленных параметров имеют одинаковые значения, то для свинчивания парных резьб необходимо соблюдать следующие условия: на длине свинчивания l действительные размеры болта и гайки не должны выходить за пределы номинального контура резьбы, являющегося наибольшим предельным контуром наружной резьбы и наименьшим предельным контуром внутренней резьбы.

Свинчиваемость можно считать обеспеченной, если разность средних диаметров резьб болта и гайки не меньше сумм диаметральных компенсаций шага и половины угла профиля обеих деталей. Для упрощения контроля резьб и расчета допусков введено понятие приведенного среднего диаметра резьбы, учитывающего влияние на свинчиваемость величин d_2 (D_2), f_p и f_a . Значение среднего диаметра резьбы, увеличенное для наружной и уменьшенное для внутренней резьбы на суммарную диаметральную компенсацию отклонений шага и угла наклона боковой стороны профиля, называют *приведенным средним диаметром*.

У большинства резьб по наружным и внутренним диаметрам предусмотрены зазоры и поля допусков расположены так, что погрешности этих диаметров не препятствуют свинчиваемости резьб, поэтому свинчиваемость резьб зависит только от точности средних диаметров, шага и угла профиля резьбы. У всех цилиндрических резьб с прямолинейными боковыми сторонами профиля отклонения шага и угла профиля для обеспечения свинчиваемости могут быть скомпенсированы соответствующим изменением действительного среднего диаметра резьбы.

Система допусков и посадок для метрической резьбы диаметром от 1 до 600 мм основана на международных стандартах ИСО965-1:1998; ИСО965-3:1998.

Эта система регламентирована ГОСТ 16093-2004 – посадки с зазором, ГОСТ 4608-81 – посадки с натягом и ГОСТ 24834-81 – переходные посадки. Кроме того, что эта система имеет большое значение для международной унификации, она позволяет обеспечить более широкое внедрение резьб с зазором, которые облегчают сборку соединений, дают возможность нанесения антикоррозионных покрытий, а также повышают циклическую прочность резьбовых соединений, испытывающих переменные нагрузки.

2.4. Посадки с зазором для метрической резьбы

Поле допуска резьбы, так же как и в гладких соединениях, задается основным отклонением и степенью точности.

2.4.1. Основные отклонения

Для образования резьбовых соединений с зазором в ГОСТ16093 предусмотрено пять основных отклонений (d , e , f , g и h) для наружной и четыре (E , F , G и H) для внутренней резьбы.

Основные отклонения E и F установлены только для специального применения при значительных толщинах защитного покрытия. Схемы расположения полей допусков и основных отклонений диаметров наружной и внутренней резьбы в посадках с зазором приведены на рис. 2.3. Отклонения отсчитывают от номинального профиля резьбы в направлении, перпендикулярном оси резьбы.

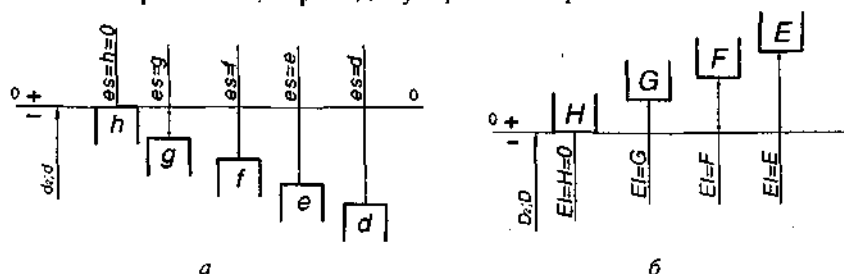


Рис. 2.3. Основные отклонения: а – для болта; б – для гайки

При сочетании основных отклонений H/h образуется посадка с наименьшим зазором равным нулю; при сочетании $H/g, f, e, d$, а также $G, E, F/h, g, f, e, d$ образуются посадки с гарантированным зазором. Указанные основные отклонения для наружной резьбы определяют верхние отклонения, а для внутренней – нижние отклонения диаметров резьбы. Второе предельное отклонение определяют по принятой степени точности резьбы. Сочетание основного отклонения, обозначаемого буквой, с допуском по принятой степени точности, образует поле допуска диаметра резьбы. Поле допуска резьбы образуют сочетанием поля допуска среднего диаметра с полем допуска диаметров выступов.

Предусмотренные системой поля допусков приведены в табл. 2.1.

Таблица 2.1

Поля допусков резьбы, установленные в классах точности

Класс точности поверхности		Поле допуска при длине свинчивания		
		S	N	L
Наружная поверхность	Точный	$(3h4h)$	$4g, 4h, 6h, 6g$	$(5h4h), (7e6e)$
	Средний	$5g6g, (5h6h)$	$6f, 6e, 6d, (8h^*), 8g$	$7g6g, (7h6h)$
	Грубый			$(9g8g)$
Внутренняя поверхность	Точный	$4H; H; (5G)$	$4H5H, 5H, 6H, 6G, 7H, 7G$	$6H, 7H, (7G), 8H, 8G$
	Средний			
	Грубый			

Примечания: 1. Поля, заключенные в скобки, не рекомендуются для применения.

2. Поля, заключенные в рамку, – предпочтительные.

3. Только для резьб с шагом $p > 0,8$ мм, для резьб с шагом $p \leq 0,8$ мм применяют поле допуска $8h/6h$.

2.4.2. Область применения основных отклонений

Для различных типов резьб рекомендуются следующие основные отклонения:

h – для отсчетных перемещений (в средствах измерений);

g – для крепежа в массовом производстве;

f, e, d – для образования посадок с большим зазором, необходимым при наличии защитного покрытия, а также при большой длине свинчивания или при больших рабочих температурах. Наиболее распространенной является посадка с небольшим зазором ($6H/6g$). Предпочтительно следует сочетать поля допусков одной степени точности.

Посадки с большим гарантированным зазором F, E применяют, когда резьбовые детали работают при высокой температуре (для компенсации температурных деформаций, предохранения от заедания и обеспечения возможности разборки деталей без повреждения, введения в зазор смазочного материала); когда необходима быстрая и легкая свинчиваемость деталей (даже при наличии небольшого загрязнения или повреждения резьбы), или ее используют, когда применяют защитное покрытие значительной толщины;

Основные отклонения h и H равны нулю, остальные отклонения определяются по формулам: для болтов $es_d = -(80 + 11p)$; $es_e = -(50 + 11p)$, кроме $p \leq 0,75$ мм; $es_f = -(30 + 11p)$; $es_g = -(15 + 11p)$; для гаек $EI_E = +(50 + 11p)$, кроме $p \leq 0,75$ мм, $EI_F = +(30 + 11p)$; $EI_G = +(15 + 11p)$, где es – верхнее отклонение болтов, мкм; EI – нижнее отклонение гаек, мкм; p – шаг резьбы, мм.

2.4.3. Градация точности резьбовых соединений

ГОСТ 16093–2004 установлены степени точности, определяющие допуски диаметров резьбы. При этом допуски на все диаметры резьбы для 6-й степени точности приняты за основные. Их расчет при нормальной длине свинчивания выполняют по формулам:

– для диаметров болта

$$Td_2(6) = 90P^{0,4}d^{0,1}; Td(6) = 180\sqrt[3]{p^2} - \frac{3,15}{\sqrt{p}};$$

– для диаметров гайки – по формулам

- при $p < 1$ мм $TD_1(6) = 433 - 190P^{1,22}$;

- при $p \geq 1$ мм $TD_1(6) = 230P^{0.7}$; $TD_2(6) = 1,32Td$.

Допуски остальных степеней точности определяются умножением допуска 6-й степени точности на следующие коэффициенты:

Степень точности	3	4	5	7	8	9	10
Коэффициент.....	0,5	0,63	0,8	1,25	1,6	2	2,5

Допуски на внутренний диаметр d_1 наружной резьбы и наружный диаметр D внутренней резьбы не устанавливают.

Для выбора степени точности в зависимости от длины свинчивания резьбы и требований к точности соединений установлены три группы длин свинчивания:

- S – короткие,
- N – нормальные,
- L – длинные.

Длины свинчивания свыше $2,24pd^{0.2}$ до $6,7pd^{0.2}$ относятся к группе N ; длины свинчивания меньше нормальных относятся к группе S , а больше – к группе L (d и p – в миллиметрах).

В соответствии со сложившейся практикой многих стран поля допусков сгруппированы в три класса точности: точный, средний и грубый. Это разделение – условное (на чертежах и калибрах указывают не классы, а поля допусков), его используют для сравнительной оценки точности резьбы.

Точный класс рекомендуется для ответственных статически нагруженных резьбовых соединений, средний класс – для резьб общего применения и грубый – для резьб, нарезаемых на горячекатаных заготовках, в длинных глухих отверстиях и т.д.

При одном и том же классе точности допуск среднего диаметра при длине свинчивания L рекомендуется увеличивать, а при длине S уменьшать на одну степень по сравнению с допусками, установленными для нормальной длины свинчивания N ; например, для длины свинчивания S следует принимать степень точности 5, для N – степень точности 6, а для L – степень точности 7. Допуск резьбы, если нет особых оговорок, относится к наибольшей нормальной длине свинчивания или ко всей длине резьбы, если она меньше наибольшей длины свинчивания.

В обозначении полей допусков резьбовых поверхностей, в отличие от полей допусков на гладкие поверхности, на первом месте указывается номер степени точности, а на втором – обозначение основного отклонения, например: $7H, 8G; 7g, 6g, 8e$.

Обозначение поля допуска резьбы состоит из обозначения поля допуска среднего диаметра, помещаемого на первом месте, и обозначения поля допуска диаметра выступов, например: 7g6g; 4H5H.

Если обозначение поля допуска диаметра выступов совпадает с обозначением поля допуска среднего диаметра, то оно в обозначении поля допуска не повторяется, например: 8G; 6g.

В обозначении резьбового соединения на первом месте указывается поле допуска гайки, затем косая черта, после черты поле допуска болта, например: 7H/6g; 4H5H/4g; 7H/7g6g.

Для получения различных посадок допускаются любые сочетания полей допусков резьбы болта и гайки. Рекомендуется поле допуска внутренней резьбы назначать из одного класса точности с полем допуска наружной резьбы при одинаковой группе длин свинчивания.

В условное обозначение однозаходной резьбы должны входить: буква М, номинальный диаметр резьбы и *мелкий шаг* резьбы, выраженные в миллиметрах и разделенные знаком «х», например: М8х1,25.

Крупный шаг в обозначении однозаходной резьбы может быть опущен, например: М8.

Правая резьба не обозначается. Условное обозначение *левой резьбы* должно дополняться буквами LH, например: М8х1-LH.

Обозначение группы длин свинчивания «нормальная» N в обозначении резьбы не указывается. Обозначение группы длин свинчивания «короткая» S и «длинная» L указывается за обозначением поля допуска резьбы и отделяется от него чертой. Обозначение групп длин свинчивания допускается дополнять указанием в скобках длины свинчивания в миллиметрах, например: М8-7g6g-L (30).

Полное обозначение резьбы включает обозначение размера и полей допусков резьбы по ГОСТ 16093-2004.

Таким образом, можно составить структурную схему полного обозначения *однозаходной левой резьбы* с мелким шагом и полями допусков гайки и болта:

$M \times P - XX/XX - \text{длина свинчивания (если не } N) - LH.$

Пример: М20х2 - 7H/7g6g - L - LH.

Это метрическая резьба с наружным диаметром 20 мм, с мелким шагом 2 мм, с одинаковым полем допуска для среднего и внутреннего диаметров гайки 7H, с полем допуска 7g для среднего диаметра болта и полем допуска 6g для наружного диаметра болта. Длина свинчивания L. По направлению витка - резьба левая.

Пример: М20 - 6H/6g.

Обозначение расшифровывается следующим образом: M – резьба метрическая; $d(D) = 20$ мм; резьба однозаходная, $n = 1$; $P = 2,5$ – крупный шаг (не обозначается); резьба правая (не обозначается); $6H$ – поле допуска для диаметров D_2 и D_1 одинаковое; $6g$ – поле допуска для диаметров d_2 и d одинаковое; длина свинчивания – N (не обозначается).

Многозаходная резьба должна обозначаться буквой M , номинальным диаметром резьбы, знаком «х», буквами ph , значением хода резьбы, буквой p и значением шага.

Пример: $M16x\ ph\ 3p1,5$.

Это условное обозначение двухзаходной резьбы с номинальным диаметром 16 мм, ходом 3 мм и шагом 1,5 мм.

Пример для левой резьбы: $M16xph\ 3p1,5 - LH$.

Для большей ясности в скобках текстом может быть указано число заходов резьбы.

Пример: $M16x\ ph\ 3p1,5$ (два захода).

Таким образом, можно составить структурную схему полного обозначения многозаходной левой резьбы:

$Md\ x\ phx\ px - XX/XX - \text{длина свинчивания (если не } N) - LH$.

Пример: $M20\ x\ ph5\ p2,5 - 7H / 7g\ 6g - L - LH$.

Обозначение резьбы расшифровывается следующим образом: M – резьба метрическая; $d(D) = 20$ мм; ход $ph = 5$; $n = 5 : 2,5 = 2$ – число заходов; $p = 2,5$ – крупный шаг; $7H$ – поля допусков гайки по D_2 и D_1 ; $7g$ – поле допуска болта по d_2 ; $6g$ – поле допуска болта по d ; длина свинчивания относится к группе L ; LH – резьба левая.

2.4.4. Схемы расположения полей допусков

Предельные отклонения полей допусков определяются по ГОСТ 16093–2004 и отсчитываются от номинала соответствующего нормируемого диаметра как от нулевой линии.

Так как резьбовая поверхность не является симметричной по расположению зубьев относительно оси симметрии, отклонения отсчитываются в половинном размере, приходящимся на радиус, а не на соответствующий диаметр. Вторые половины отклонений расположены на диаметрально противоположных профилях изделия (рис. 2.4, 2.5).

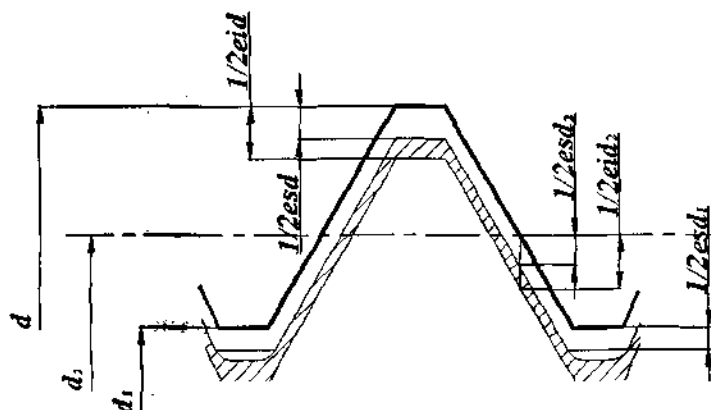


Рис. 2.4. Схема расположения поля допуска болта
(для основных отклонений g, f, e, d)

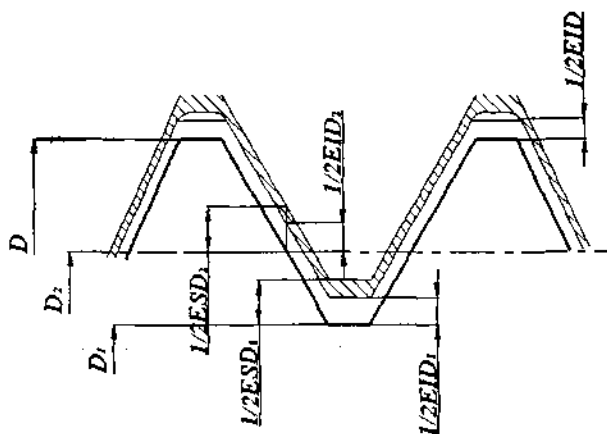


Рис. 2.5. Схема расположения поля допуска гайки
(для основных отклонений G, F, E)

2.5. Резьбовые соединения с натягом

Посадки с натягом по среднему диаметру используют, когда конструкция узла не допускает применения резьбового соединения типа болт-гайка из-за возможного нарушения герметичности и самоот-

винчивания шпилек под действием вибрации, переменных нагрузок и изменения рабочей температуры. Для создания натяга размеры сопрягаемых поверхностей наружной резьбы до свинчивания должны быть больше соответствующих размеров внутренней резьбы. Подобные соединения наиболее широко применяют для свинчивания шпилек с гнездами в корпусных деталях, поэтому для соединения с натягом применяют термины «шпилька» и «гнездо» вместо «болт» и «гайка». Посадки с натягом должны обеспечивать неподвижность собранных соединений, исключая самоотвинчивание шпилек и возможность вывинчивания их из гнезда под действием моментов, возникающих на втором конце шпилек при отвинчивании гаек. Натяги создаются только по боковым сторонам профиля, т.е. по средним диаметрам сопрягаемых резьб, а по наружным и внутренним диаметрам предусмотрены зазоры.

Шпильки из стали с наружной резьбой на ввинчиваемом конце, сопрягаемые с внутренними резьбами, должны иметь длину свинчивания в гнезде из стали в пределах от одного до 1,25 диаметра, из чугуна – от 1,25 до 1,5 диаметра, из алюминиевых и магниевых сплавов – от 1,5 до 2 диаметров. При других длинах свинчивания или других материалах требуется дополнительная проверка посадок.

Посадки с натягом регламентированы ГОСТ 4608–81, который распространяется на метрические резьбы с профилем по ГОСТ 9150–81 диаметром 5...45 мм и шагом 0,8...3 мм.

Допуски с натягом по среднему диаметру предусмотрены только в системе отверстия, имеющей большие технологические преимущества перед системой вала.

В стандарте предельные отклонения собственно средних диаметров резьбы гнезда и шпильки используют при сортировке на группы для селективной сборки. Допуски среднего диаметра резьбы деталей, сортируемых на группы, не включают диаметральных компенсаций отклонений шага и угла наклона боковой стороны профиля. Это объясняется тем, что крутящий момент при затяжке соединения в большей степени зависит от натяга по собственно средним диаметрам, чем от натяга по приведенным средним диаметрам резьбы. Допуски среднего диаметра резьбы деталей, не сортируемых на группы, являются суммарными. Сортировка по собственно среднему диаметру обеспечивает больший крутящий момент при затяжке соединения, чем по приведенному среднему диаметру. Предельные отклонения внутреннего диаметра наружной резьбы не устанавливают, их ограничивают косвенно положением поля допуска среднего диаметра и

предельными отклонениями формы впадин наружной резьбы. Верхнее отклонение наружного диаметра внутренней резьбы также не регламентировано.

Для резьб с натягом нормированы допускаемые отклонения угла профиля и шага резьбы шпилек и гнезд на длине свинчивания. Отклонения половины угла профиля и шага резьбы контролируют только у шпилек, для гнезд эти отклонения обеспечивают технологически при изготовлении резьбообразующего инструмента соответствующей точности.

Экспериментально установлено, что погрешности шага и угла профиля резьбы, близкие к максимально допускаемым, снижают крутящий момент затяжки на 10...25 %, причем влияние погрешности шага проявляется в большей степени, чем погрешности угла профиля. Погрешности половины угла профиля и шага для резьб с натягом должны быть минимальными.

Для посадок с гарантированным натягом необходимо устанавливать весьма малые допуски по среднему диаметру. При больших допусках сочетание размеров, создающее наименьший натяг, не гарантирует от проворачивания шпилек, при наибольшем натяге возможно разрушение шпильки или срез резьбы гнезда. В связи с этим для резьб с натягом допуск на собственно средний диаметр резьбы установлен: для гнезд – по степени точности 2, для шпилек – по степени точности 3 и 2. Допуск по степени точности 2 определяют по формулам:

$$Td_2(2) = 0,4Td_2(6) = 36P^{0,4}d^{0,1},$$

$$TD_2(2) = 0,53Td_2(6) = 48P^{0,4}d^{0,1}.$$

Таким образом, допуск резьбы гнезда на 2 % больше допуска шпильки.

Для обеспечения более однородного натяга и повышения прочности соединений резьбовые детали сортируют на группы, а затем собирают из одноименных групп.

Посадки с натягом по среднему диаметру предусмотрены только в системе отверстия, имеющей больше технологических преимуществ перед посадкой в системе основного вала. Поля допусков и посадки для резьб с натягом приведены в табл. 2.2.

Поля допусков и посадки для резьб с натягом

Материал детали с внутренней резьбой	Поле допуска резьбы			Посадка при p , мм		Дополнительные условия сборки
	наружной	внутренней при p , мм		до 1,25	св. 1,25	
		до 1,25	св. 1,25			
Чугун и алюминиевые сплавы	2г	2H5D	2H5C	2H5D	2H5C	—
				2г	2г	
Чугун, алюминиевые и магниевые сплавы	3p(2)	2H5D(2)	2H5C(2)	2H5D(2)	2H5C(2)	Сортировка на две группы
				3p(2)	3p(2)	
Сталь, высокопрочные и титановые сплавы	3п(3)	2H4D(3)	2H4C(3)	2H4D(3)	2H4C(3)	Сортировка на три группы
				3п(3)	3п(3)	

Длина свинчивания в посадках с натягом назначается в зависимости от материала гнезда.

Для посадок с гарантированным натягом устанавливают весьма малые допуски по среднему диаметру.

Для устранения заклинивания при свинчивании тугой резьбы по наружному и внутреннему диаметрам предусмотрены гарантированные зазоры. Для повышения циклической прочности шпилек необходимо, чтобы по внутреннему диаметру резьбы был обеспечен зазор и после свинчивания деталей.

Допускается применение посадок 3H6H/3p и 3H6H/3п без сортировки на группы.

2.6. Переходные посадки

Переходные посадки для резьб введены впервые в нашей стране с 1 января 1982 г. ГОСТ 24834-81 устанавливает диаметры от 5 до 45 мм, шаги от 0,8 до 3 мм, допуски и предельные отклонения для переходных посадок при одновременном применении дополнительного элемента заклинивания. Эти посадки предназначаются для наружных резьб (резьба на ввинчиваемом конце шпильки) деталей из стали, сопрягаемых с внутренними резьбами в деталях из стали, чугуна, алюминиевых и магниевых сплавов. Длины свинчивания резьбовых соединений с переходными посадками соответствуют посадкам с натягом.

В посадках для неподвижных резьбовых соединениях применяют дополнительные элементы заклинивания, например:

– конический сбег резьбы шпильки – наиболее часто применяемый вид заклинивания в сквозных и глухих отверстиях;

– плоский бурт применяется в сквозных и глухих отверстиях. Плоскость заклинивания бурта должна быть перпендикулярна к оси резьбы. Диаметр бурта не менее $1,5d$;

– цилиндрическая цапфа применяется только в глухих отверстиях. Диаметр цилиндрической цапфы несколько меньше внутренней резьбы. Угол конуса на конце цилиндрической цапфы должен совпадать с углом заточки сверла для нарезания отверстия под резьбу.

Переходная посадка осуществляется по среднему диаметру, а по наружному и внутреннему диаметрам обеспечиваются зазоры.

Таблица 2.3

Поля допусков резьбы и их сочетание в посадках

Номинальный диаметр резьбы, мм	Материал детали с внутренней резьбой	Поле допуска резьбы		Посадка
		наружной	внутренней	
От 5 до 16	Сталь	$4jk/2m$	$4H6H/3H6H$	$4H6H/4jk$ $3H6H/2m$
	Чугун, алюминиевые и магниевые сплавы	$4jk/2m$	$5H6H/3H6H$	$5H6H/4jk$ $3H6H/2m$
От 18 до 30	Сталь	$4j/2m$	$4H6H/3H6H$	$4H6H/4j$ $3H6H/2m$
	Чугун, алюминиевые и магниевые сплавы	$4j/2m$	$5H6H/3H6H$	$5H6H/4j$ $3H6H/2m$
От 33 до 45	Сталь, чугун, алюминиевые и магниевые сплавы	$4jh$	$5H6H$	$5H6H/4jh$

2.7. Методы и средства контроля и измерения точности цилиндрических резьб

Точность резьбы можно контролировать дифференцированным (контроль каждого параметра) и комплексным (контроль расположения контура резьбы в предписанном поле допуска) методами. Дифференцированный метод контроля наружной и внутренней резьб применяется в случаях, когда допуски даны отдельно на каждый элемент резьбы: наружный диаметр болта и внутренний диаметр

гайки, средний диаметр, шаг и половину угла профиля. Этот метод сложен, трудоемок, а поэтому его применяют главным образом при контроле ответственных – точных резьб (ходовых винтов, инструментов, контрольных калибров) и настройке резьбонарезных станков-автоматов. Иногда по результатам контроля отдельных параметров судят (после вычислений) о комплексном параметре, например о приведенном среднем диаметре резьбы. Каждый из этих методов, в свою очередь, подразделяется в зависимости от средств измерения, способов измерения и т.п.

При комплексном методе контроля выявляется положение действительного контура относительно предельных контуров, заданных стандартом, и обеспечивается соответствующая посадка по всей длине свинчивания. Этот метод предопределяет одновременный контроль резьбы по всем параметрам, кроме наружного диаметра болта и внутреннего диаметра гайки.

Комплексный контроль резьб выполняют либо с помощью предельных калибров, либо с помощью проекторов и шаблонов с предельными калибрами. Калибрами отсортировываются те изделия, размеры которых по результатам проверки укладываются в границы допуска. Изделия, размеры которых не укладываются в поле допуска, отбраковываются.

В систему калибров входят рабочие гладкие и резьбовые проходные (ПР) и непроходные (НЕ) калибры и контркалибры (КПР-ПР, КНЕ-ПР, У-НЕ, КНЕ-НЕ, КИ-НЕ, У-ПР) для проверки регулирования (установки) рабочих скоб и колец.

Рабочие предельные резьбовые пробки служат для контроля изделий с внутренней резьбой (гайки), а резьбовые кольца или скобы – для контроля изделий с наружной резьбой (болты, шпильки). Непроходные резьбовые кольца имеют канавку по наружному диаметру, так как они проверяют только средний диаметр резьбы. Рабочие гладкие предельные калибры (скобы и пробки) служат для контроля наружного диаметра резьбы болта и внутреннего диаметра резьбы гайки.

Дифференциальный метод основан на измерении каждого элемента резьбы в отдельности, и по нему делают заключение о годности. Этот метод применяется при наладке технологического процесса, контроля метрических резьб диаметром свыше 200 мм и при посадке с натягом.

Измерения наружного диаметра наружной резьбы не отличается от измерения гладких цилиндрических деталей, т.е. применяются те

же инструменты и приборы (штангенциркуль, микрометр и т.п.). Контроль этого параметра выполняется также предельными калибрами-скобами для гладких цилиндрических деталей.

Таковыми же приборами и инструментами измеряется внутренний диаметр внутренней резьбы, но они имеют несколько иное конструктивное оформление или специальные приспособления для измерения внутренних диаметров. Внутренний диаметр резьбы контролируется также калибрами-пробками для гладких цилиндрических отверстий.

Внутренний диаметр наружной резьбы измеряется двумя способами: *контактным* и *бесконтактным*. При контактном способе измерения применяются обычные приборы для измерения наружных диаметров гладких цилиндрических деталей (контактные элементы на них заменяются специальными наконечниками в виде призмы и конуса). Угол при вершине наконечника должен быть меньше угла профиля резьбы, а радиус притупления при вершине – меньше радиуса закругления впадины резьбы.

Наиболее распространен способ измерения слепков внутренней резьбы по методам, применяемым для измерения параметров наружной резьбы. Слепок резьбы изготавливается заливкой нарезанного отверстия легкоплавким сплавом с малым коэффициентом термического расширения или запрессовкой специальной амальгамы в измеряемую резьбу с последующим вывинчиванием отливки или слепка. При этом наивысшая достигаемая точность измерения линейных размеров параметров резьбы ± 15 мкм.

Средний диаметр резьбы измеряется на микроскопах с помощью измерительных ножей и без них; методом трех или двух проволочек; с применением призматических вставок с различными приборами (оптиметром, индикатором и т.д.).

При измерении среднего диаметра на микроскопах или проекторе за действительный средний диаметр d_2 принимают среднее арифметическое из результатов измерения по правым и левым сторонам профиля для компенсации ошибки, вызываемой перекосом от резьбового изделия относительно направления продольного перемещения стола прибора.

Половина угла профиля измеряется на проекторе, микроскопе, накладными угломерами. Точные результаты получаются при измерении половины угла профиля на микроскопе резьбовыми ножами для ориентирования визирных рисок измерительного прибора параллельно образующей профиля. Для внутренних диаметров свыше 14 мм половину угла профиля можно измерять прибором для бескон-

тактных измерений, работающим по принципу светового сечения. При бесконтактном методе тонкая полоса света, попадающая на профиль измеряемой резьбы, имеет профиль осевого сечения резьбы. Спроектированная микроскопом на поверхность витка резьбы пространственная щель становится видной в окуляре микроскопа в виде тонкой светлой полоски. Угол $\alpha/2$ измеряется на микроскопе с помощью окулярной сетки.

Шаг резьб измеряется на микроскопах с ножами и без ножей, на проекторе, накладными шагомерами (для проверки шага резьбы диаметром свыше 200 мм). Для компенсации погрешности, вызываемой перекосом оси резьбового изделия в горизонтальной плоскости, измерение на микроскопе производится по правым и левым сторонам. За действительный размер принимается среднее арифметическое из четырех измерений.

Контрольные вопросы

1. Какие основные типы стандартных резьб вы знаете?
2. Какими элементами определяется профиль любой резьбы?
3. Какие резьбы и почему применяют в подвижных и неподвижных резьбовых соединениях?
4. Какие преимущества и недостатки имеют резьбовые соединения?
5. Какие требования предъявляют к резьбовым соединениям?
6. Как влияет на работоспособность резьбовых соединений точность резьбы?
7. Как влияет форма впадин наружной и внутренней резьбы на работоспособность резьбовых соединений?
8. Какие виды посадок применяют в резьбовых соединениях?
9. Что означает выражение «допуск среднего диаметра является суммарным»?
10. Что такое приведенный средний диаметр резьбы болта или гайки?
11. Какие степени точности, виды отклонений и группы длин свинчивания предусмотрены для метрических резьб с зазорами?
12. Что называют погрешностью шага резьбы? Какие виды погрешностей и причины их появления вы знаете?
13. Что называют длиной свинчивания резьбового соединения?
14. Чем характеризуется длина свинчивания и как она влияет на характер и работоспособность резьбового соединения?
15. Методы контроля резьбы по наружному и внутреннему диаметру.

3. СИСТЕМА ПОСАДОК ДЛЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

3.1. Общие сведения

Зубчатая передача – это механизм, который с помощью зацепления передает или преобразует движение с изменением угловых скоростей и моментов. Их используют для передачи движения и вращающего момента в широком диапазоне мощностей (до 300 МВт) и скоростей (до 200 м/с), а также для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот.

Достоинства зубчатых передач:

1. Высокая нагрузочная способность и, как следствие, малые габариты (передача мощностей до 300 000 кВт).
2. Большая долговечность и надежность работы (для редуктора общего назначения – 30 тыс. ч).
3. Высокий к.п.д (до 0,97...0,99 для одной пары колес).
4. Постоянство передаточного числа (отсутствие проскальзывания).
5. Возможность использования в широком диапазоне областей применения и условий работы (от часов и приборов до самых тяжелых машин); для передачи окружных сил (от миллиньютонов до десятков меганьютонов); при диаметрах колес от долей миллиметра до 10 м и более.

Недостатки зубчатых передач:

1. Невозможность бесступенчатого регулирования передаточного числа.
2. Повышенные требования к точности изготовления и монтажа.
3. Шум при больших скоростях.
4. Потребность в специальном инструменте для нарезания зубьев.
5. Высокая жесткость, не позволяющая компенсировать динамические нагрузки.

3.2. Классификация передач и основные понятия зубчатого зацепления

Передачи классифицируют по геометрическим и функциональным особенностям.

- По *расположению осей валов* различают передачи:
- с параллельными осями (рис. 3.1, а–г), они выполняются с цилиндрическими колесами внешнего (рис. 3.1, а–б) и внутреннего зацепления (рис. 3.1, г);
 - с пересекающимися осями; в этом случае применяются конические колеса с прямыми и круговыми зубьями (рис. 3.1, е, з), реже с тангенциальными (рис. 3.1, ж);
 - с перекрещивающимися осями, применяются зубчато-винтовые, гипоидные и червячные передачи;
 - зубчатое колесо – рейка (рис. 3.1, д).

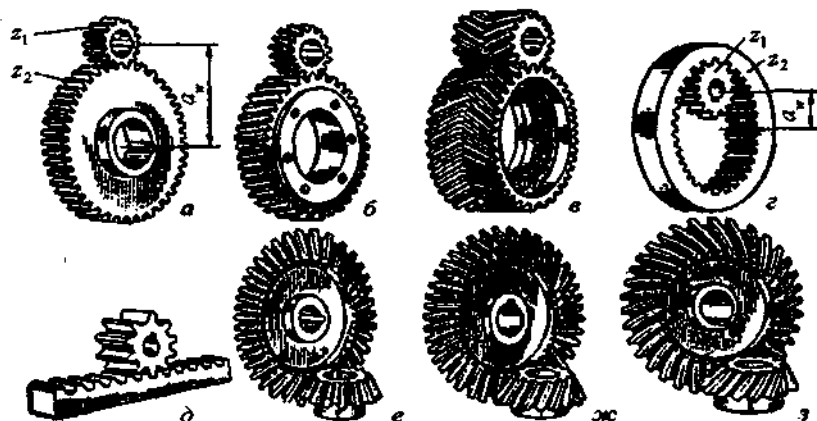


Рис. 3.1. Основные виды зубчатых колес

По *расположению зубьев относительно образующих колес* различают передачи:

- прямозубые (рис. 3.1, а);
- косозубые (рис. 3.1, б);
- шевронные (рис. 3.1, в);
- с криволинейным зубом (рис. 3.1, ж).

По *форме профиля зубьев колес передачи* подразделяют на:

- передачи с эвольвентным зацеплением, в котором профили зубьев очерчены эвольвентами окружностей (предложен Эйлером в 1754 г.);
- передачи с циклоидальным зацеплением, в котором профили зубьев – дуги эпи- и гипоциклоид;

– передачи с зацеплением Новикова (предложено в 1954 г.), в котором взаимодействует выпуклый профиль зуба одного колеса с вогнутым профилем другого колеса.

По характеру движения осей передачи делят на:

- обычные (неподвижные геометрические оси);
- планетарные (оси одного или нескольких колес подвижных).

По окружной скорости различают передачи:

- тихоходные (до 3 м/с).
- средних скоростей (3...15 м/с).
- быстроходные (>15 м/с).

Зубчатые передачи могут быть одноступенчатыми и многоступенчатыми по наличию одного или нескольких зацеплений зубчатых колес.

Зубчатые передачи могут быть волновыми с передаточными числами от 40 до 400.

К зубчатым передачам относят зубчатые механизмы с секторными колесами, с колесами, имеющими зубья на части обода (так называемые мальтийские механизмы), и, наконец, храповые (зубчаторычажные) механизмы.

Из большого ряда зубчатых передач наибольшее распространение во всех отраслях машиностроения и приборостроения получили передачи с цилиндрическими колесами, как наиболее простые в изготовлении и эксплуатации, надежные и малогабаритные.

Конические, винтовые и червячные передачи применяют лишь в тех случаях, когда это необходимо по условиям постановки машины.

В зависимости от назначения зубчатые передачи могут встраиваться в конструкцию машины или выделяться в самостоятельный узел (агрегат) и иметь отдельный корпус.

По конструктивному исполнению передачи могут располагаться вне корпуса и иметь легкое ограждение – *открытые передачи*, либо работать в корпусе, изолирующем их от внешней среды, – *закрытые передачи*.

Открытые передачи работают без смазывания или при ограниченном смазывании при небольших окружных скоростях (тихоходные передачи). Закрытыми выполняют передачи, работающие при средних и высоких окружных скоростях (быстроходные передачи) с обильным смазыванием (из масляной ванны, струей масла и др.).

Зубчатые передачи могут понижать или повышать частоту вращения ведомого вала. Агрегат с понижающей передачей (передачами)

называется *редуктором*, агрегат с повышающей передачей называется *мультипликатором*.

Зубчатая передача состоит из двух колес с числом зубьев z_1 и z_2 , расположенных на валах. Меньшее из двух колес называется *шестерней* (все параметры имеют нечетный индекс), а большее – *зубчатым колесом* (индексы четные). Основными характеристиками передачи являются мощности на валах P_1 и P_2 (кВт), угловые скорости ω_1 и ω_2 (с^{-1}) [или частота вращения n_1 и n_2 (мин^{-1})], окружная скорость на делительном цилиндре v (м/с), вращающие моменты T_1 и T_2 (Н·м), передаточное отношение u , коэффициент полезного действия η .

При расчете передачи используются зависимости, известные из теоретической механики:

$$u = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2 ;$$

$$\omega = \pi n / 30 ;$$

$$v = \pi d n / 6000 = \omega d / 2 ;$$

$$T_1 = 1000 P_1 / \omega_1 \approx 9550 P_1 / n_1 ;$$

$$P_2 = P_1 \eta ;$$

$$T_2 = 9550 P_2 / n_2 = T_1 u \eta .$$

Рассмотрим взаимозаменяемость, методы и средства контроля *эвольвентных зубчатых передач*.

Зацепление зубчатых колес эквивалентно качению без скольжения окружностей с диаметрами d_{w1} и d_{w2} (рис. 3.2). Эти окружности называются начальными. Точка их касания P называется *полюсом зацепления*. Полкус лежит на линии, соединяющей оси колес O_1 и O_2 . Расстояние между осями колес a_w называется *межосевым расстоянием*. Из зависимостей для межосевого расстояния и передаточного отношения:

$$a_w = (d_{w2} \pm d_{w1}) / 2 ;$$

$$u = \omega_1 / \omega_2 = d_{w2} / d_{w1} .$$

Диаметры начальных окружностей находят по формулам:

$$d_{w1} = 2 a_w / (u \pm 1) ;$$

$$d_{w2} = d_{w1} u .$$

Знак «–» – для внутреннего зацепления.

Основным кинематическим условием, которому должны удовлетворять профили зубьев, является постоянство передаточного отношения передачи. При этом нормаль $N_1 N_2$ к профилям зубьев в точке

контакта K должна проходить через полюс зацепления. Для обеспечения высокого к.п.д., прочности и долговечности колес профили должны обеспечивать малые скорости скольжения и достаточные радиусы кривизны в точках контакта. Они должны легко изготавливаться, т.е. нарезаться простым инструментом независимо от числа зубьев колеса. Этим условиям наиболее полно удовлетворяет эвольвентное зацепление, нашедшее широчайшее применение в машиностроении.

Эвольвентой (лат. *evolvens*) называют плоскую кривую, являющуюся разверткой другой плоской кривой, называемой эволютой. Эвольвента окружности образуется точками K прямой N_1N_2 при качении ее без скольжения по окружностям с диаметрами d_{b1} или d_{b2} (см. рис. 3.2). Эти окружности называются основными.

Линия N_1N_2 перемещения общей точки контакта K профилей зубьев при вращении колес называется линией зацепления. Угол α_{nv} между линией зацепления и прямой, перпендикулярной межосевой линии, называется углом зацепления.

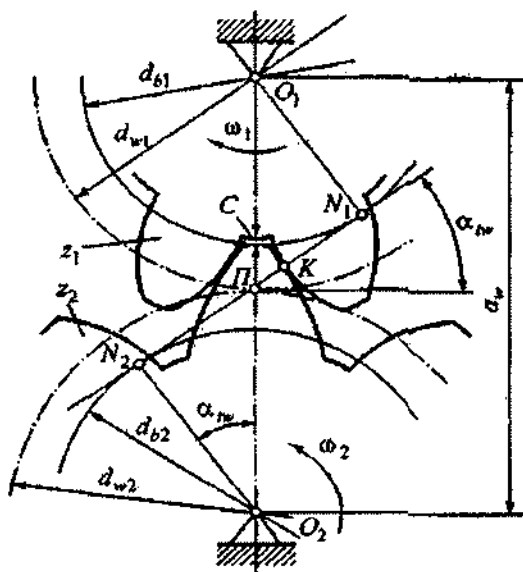


Рис. 3.2. Зацепление эвольвентных зубчатых колес

Линия зацепления всегда является касательной к основным окружностям $d_{b1} = d_{w1} \cos \alpha_{гр}$ и $d_{b2} = d_{w2} \cos \alpha_{гр}$. Преимуществом эвольвентного зацепления является то, что при изменении межосевого расстояния (из-за ошибок изготовления) вместе с осями колес переместятся и основные окружности. При этом изменятся угол зацепления и диаметры начальных окружностей. Эвольвенты при этом будут касаться друг друга другими участками, не нарушая закона зацепления.

Основные окружности принадлежат отдельно взятому колесу. Начальные окружности принадлежат только колесам, находящимся в зацеплении.

3.3. Функциональные предпосылки нормирования точности зубчатых передач

По функциональному признаку различают *силовые* и *кинематические* передачи.

Основным назначением кинематических передач является точная и равномерная передача движения. Отсюда вытекает основное требование к этим передачам: точность мгновенного передаточного отношения, т.е. возможно большее постоянство скорости ведомого вала. Это достигается точной согласованностью углов поворота ведущего и ведомого колес передачи. Для реверсивных передач имеют большое значение величина и колебание бокового зазора.

К кинематическим точным передачам относятся зубчатые передачи измерительных приборов, делительных механизмов металлорежущих станков и делительных машин, счетно-решающих механизмов, навигационных приборов. В большинстве случаев они имеют малый модуль и работают при малых нагрузках и скоростях.

К силовым передачам относят передачи, передающие значительные крутящие моменты при малой частоте вращения (шестеренные клетки прокатных станков, подъемно-транспортных машин и т.д.). Колеса для таких передач изготавливают с большим модулем. Основные требования к ним по точности – обеспечение более полного использования активных боковых поверхностей зубьев, т.е. получение наибольшего пятна контактов зубьев.

К передачам общего назначения не предъявляются повышенные требования по точности. При анализе их работы основное внимание должно уделяться расчету нагрузок, испытываемых передачами.

При установлении общих показателей качества каждой из этих групп учитывают диапазон скоростей работы передачи. По этому признаку передачи делят на три основные группы: тихоходные, среднескоростные и быстроходные. При этом граница перехода между ними зависит от конкретных конструктивных данных. Для некоторых конструкций зубчатых передач граница перехода от тихоходных передач к среднескоростным находится в области окружных скоростей от 4,5 до 5,5 м/с. Переход от средних скоростей к высоким более плавный.

В некоторых тихоходных передачах основным требованием является геометрическая точность, обуславливающая максимальную полноту контакта сопряженных зубьев. Статическая балансировка, упругость материала и местные деформации оказывают незначительное влияние на качество передачи.

Упругость материала и местные упругие деформации начинают сказываться в диапазоне средних скоростей, так как они вызывают уменьшение интенсивности мгновенных динамических нагрузок. Динамическая и статическая балансировка с увеличением скоростей играет все более существенную роль.

В быстроходных передачах влияние упругости и деформаций очень высоко. Существенную роль играют массы движущихся частей. Необходима точная статическая и динамическая балансировка, ограничение величин суммарных кинематических погрешностей, приводящих к возникновению вибраций.

Скоростными являются передачи турбинных редукторов, двигателей турбовинтовых самолетов и т.п. Окружные скорости достигают 60 м/с при сравнительно большой передаваемой мощности – до 40 МВт

Погрешности профиля зубьев колес смещают точки контакта сопряженных профилей, вследствие этого смещается мгновенный полюс зацепления. Погрешности базирования также влияют на кинематическую точность. Эта погрешность возникает за счет несовпадения рабочей оси колеса и геометрической оси зубчатого колеса. Она складывается из эксцентриситета и перекоса оси.

3.4. Стандартизация точности цилиндрических зубчатых колес и передач

При нормировании точности учитывают функциональные предпосылки, размеры зубчатых колес, возможности технологии их изготовления и измерения. В стандартах все требования к зубчатым колесам и передачам разделены на четыре группы и названы *нормами точности*.

Нормы точности на зубчатые колеса и передачи представляют собой комплекс требований к геометрическим и функциональным характеристикам зубчатого колеса и передачи для оценки их точности в отношении определенного эксплуатационного признака. Нормами точности являются: нормы кинематической точности; нормы плавности работы; нормы контакта зубьев зубчатых колес и передач; нормы бокового зазора.

Нормы кинематической точности устанавливают требования к таким параметрам колеса и передачи, которые вызывают неточности передачи за полный оборот колеса, т.е. характеризующим погрешности в угле поворота колеса за один его оборот по сравнению с тем, если бы вместо него находилось абсолютно точное колесо.

Нормы плавности относятся к таким параметрам колес и передач, которые также влияют на кинематическую точность, но проявляются многократно за один оборот колеса, т.е. один или несколько раз на каждом зубе. Эти требования имеют наибольшее значение для передач, работающих на больших скоростях, поскольку такие погрешности являются источником ударов, приводящих к появлению шума и вибрации.

Нормы контакта устанавливают требования к таким параметрам колес и передач, которые определяют величину поверхности касания зубьев сопрягаемых колес. Требования к контакту имеют особо важное значение для передач, которые передают большие нагрузки.

Нормы бокового зазора устанавливают требования к таким параметрам колес и передач, которые влияют на величину зазора по неработающим профилям при соприкосновении по рабочим профилям.

Первые три группы норм связаны с точностью передачи вращения, а четвертая не зависит от вращения зубчатых колес.

В стандартах принята единая градация точности по степеням точности для первых трех норм. Для эвольвентных зубчатых колес и передач диаметром до 6300 мм и модулем от 1 до 55 мм установлено 12 степеней точности (чем меньше число, тем точнее колесо и передача). В степенях 1 и 2 градация точности не проводится, они оставлены резервными для будущего развития.

Критерием для выбора степени точности является *окружная скорость*:

Степень точности колес	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Окружная скорость v , м/с	Св. 50	До 50	До 30	До 16	До 10	До 6	До 2	Менее 2		
<i>Примечание.</i> Для широких косозубых колес скорости могут быть увеличены в два раза.										

Степени точности 3 – 6 назначаются на скоростные передачи с окружной скоростью от 10 до свыше 50 м/с, например, для измерительных колес станков и приборов, для делительных механизмов зуборезного инструмента, редукторов турбин, прецизионных станков;

Степени 7 – 9 назначают на передачи с окружной скоростью от 2 до 10 м/с; например, для авиационных двигателей (4 – 7), легковых автомобилей (5 – 8), прокатных станов (6 – 9), металлорежущих станков, редукторов, грузовых автомобилей, тракторов, подъемных механизмов, прокатных станов, на ответственные шестерни сельскохозяйственных машин (3 – 8);

Степени 10 – 12 назначают на тихоходные передачи, с окружной скоростью менее 2 м/с, на тихоходные машины, лебедки, неотчетственные шестерни сельскохозяйственных машин.

Учитывая, что у зубчатых колес в отношении всех норм точности требования имеют неодинаковый уровень, обычно выделяют одну из норм как доминирующую. Поэтому в стандартах вводят комбинирование норм кинематической точности, норм плавности работы и норм контакта, т.е. допускается брать разные степени точности.

Стандарт допускает *комбинированные нормы* из разных степеней точности. При этом необходимо:

- для *средних и высокоскоростных* передач (автомобильных, турбинных) степень точности по нормам плавности назначать более точную, чем по нормам кинематической точности;

- для *делительных, кинематических, отсчетных* передач и механизмов целесообразно принимать одинаковые степени точности по нормам кинематической точности и плавности работы;

- для *силовых (тяжелонагруженных)* передач, работающих при малых и средних скоростях (шестеренные клетки прокатных станов), степень точности по контакту должна быть точнее, чем по кинематической точности и по плавности.

Указанное комбинирование норм из разных степеней точности существенно и с технологической точки зрения, поскольку каждая отдельная операция улучшает качество колеса только лишь в отношении показателей одной нормы, а не всех трех норм точности вместе.

3.5. Виды сопряжений зубьев колес в передаче

Для обеспечения возможного заклинивания при нагреве передачи, обеспечения условий смазывания и ограничения мертвого хода при реверсировании отсчетных и делительных реальных передач они

должны иметь боковой зазор j_n . Этот зазор необходим также для компенсации погрешностей изготовления и сборки передачи, для устранения удара по нерабочим поверхностям, который может быть вызван разрывом контакта рабочих профилей вследствие динамических явлений.

Система допусков на зубчатые передачи устанавливает гарантированный боковой зазор $j_{n \min}$ — наименьший предписанный боковой зазор, не зависящий от степени точности колес и передач. Независимо от степени точности изготовления колес передачи предусмотрено шесть видов сопряжений (A, B, C, D, E, H), определяющих различные значения $j_{n \min}$.

Установлено шесть классов отклонений межосевого расстояния, обозначаемых в порядке убывания точности римскими цифрами от I до VI. Гарантированный боковой зазор в каждом сопряжении обеспечивается при соблюдении предусмотренных классов отклонений межосевого расстояния (для сопряжений H и E — II класс, для сопряжений D, C, B , и A — класс III, IV, V и VI соответственно). Соответствие видов сопряжений и указанных классов допускаются изменять.

На боковой зазор установлен допуск T_{jn} , который определяется разностью между наибольшим и наименьшим зазорами. По мере увеличения бокового зазора увеличивается и допуск. Установлено восемь видов допуска T_{jn} на боковой зазор: x, y, z, a, b, c, d, h .

Видам сопряжения H и E соответствует вид допуска h , видам допуска сопряжений D, C, B и A — соответственно виды допусков d, c, b и a . Соответствия видов сопряжений и допусков T_{jn} допускаются изменять, используя при этом и виды допуска z, y, x .

В результате увеличения температуры при работе передачи размеры колес увеличиваются в большей степени, чем расстояние между их осями, поэтому боковой зазор уменьшается. Боковой зазор $j_{n \min}$ необходим для компенсации температурных деформаций и размещения смазочного материала. Он определяется по формуле

$$j_{n \min} = V + a_w (\alpha_1 \Delta t_1 - \alpha_2 \Delta t_2) 2 \sin \alpha,$$

где V — толщина слоя смазочного материала между зубьями;

a_w — межосевое расстояние;

α_1 и α_2 — температурные коэффициенты линейного расширения материала колеса и корпуса;

Δt_1 и Δt_2 — отклонение температур колеса и корпуса от 20°C;

α — угол профиля исходного контура.

Деформацию от нагрева определяют по нормали к профилям. Боковой зазор, обеспечивающий нормальные условия смазки, ориентировочно принимают в пределах от $0,01 m_n$ (для тихоходных кинематических передач) до $0,03 m_n$ (для высокоскоростных передач).

Погрешности изготовления и сборки колес учитывают при определении наибольшего бокового зазора. Разность между наибольшим и гарантированным зазорами должна быть достаточной для компенсации влияния технологических погрешностей.

3.6. Кинематическая точность передачи

Теоретически эвольвентные зубчатые зацепления являются двух-профильными (в контакте оба профиля зуба). Практически такие зацепления неработоспособны из-за:

- погрешности изготовления и ошибок монтажа;
- температурных деформаций;
- изгиба зубьев под нагрузкой;
- отсутствия смазки между сопряженными поверхностями.

Таким образом, работоспособным является однопрофильное зацепление, в котором передача вращения осуществляется парой сопряженных профилей, а другая пара профилей образует боковой зазор, необходимый для компенсации вышеуказанных погрешностей.

Боковой зазор измеряется вдоль линии зацепления между касательными к нерабочим профилям зубьев в сечении, перпендикулярном к направлению зубьев, и в плоскости, касательной к основным цилиндрам.

Для нормальной работы боковой зазор в передаче должен быть не меньше установленного гарантированного зазора $j_{n \min}$ и не больше наибольшего допустимого зазора.

Требования к боковому зазору между нерабочими профилями зубьев в собранной передаче, объединенные в норму бокового зазора, назначают дополнительно независимо от точности изготовления передач и колес.

Величина *бокового зазора* является *характеристикой вида сопряжения* (рис. 3.3).

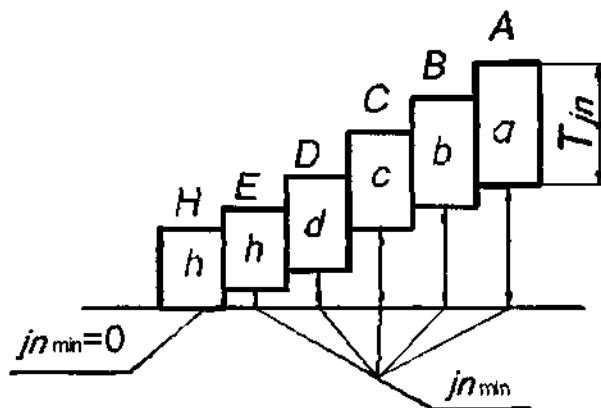


Рис. 3.3. Схема расположения полей допусков на боковой зазор

Стандартом предусматриваются шесть видов сопряжения, обозначаемых заглавными буквами латинского алфавита (рис. 3.3) и восемь видов допуска на гарантированный боковой зазор для зубчатых передач с модулем свыше 1 мм (табл. 3.2).

Выбор вида сопряжения не зависит от степени точности зубчатого колеса, а зависит от межосевого расстояния, скорости вращения и температурного режима работы передачи.

Для *нерегулируемых передач* с модулем свыше 1 мм установлены *шесть классов отклонений межосевого расстояния*, обозначаемых в порядке убывания точности римскими цифрами I, II, III, IV, V, VI.

Гарантированный боковой зазор в каждом сопряжении обеспечивается при соблюдении предусмотренных классов отклонений межосевого расстояния. Например, для передач с модулем свыше 1 мм сопряжения H и E обеспечиваются при II классе, а сопряжения D, C, B и A – соответственно при III, IV, V и VI классах соответственно.

Для *гарантированного бокового зазора* $j_{n \min}$ по ГОСТ 1643 установлены ряды значений, зависящие от вида сопряжения и равные допускам (IT_q) определенных квалитетов по ГОСТ 25346 на соответствующее межосевое расстояние передачи (табл. 3.3).

Величина необходимого бокового зазора, *соответствующая температурной компенсации*, определяется по формуле

$$j_n I = a [\alpha_1(t_1 - 20^\circ) - \alpha_2(t_2 - 20^\circ)] 2 \sin \alpha,$$

где a – межосевое расстояние передачи, $a = m(z_1 + z_2)/2$, мм;

α_1 и α_2 – коэффициенты линейного расширения для материала соответственно зубчатых колес и корпуса;

t_1 и t_2 – предельные температуры, для которых рассчитывается боковой зазор, соответственно зубчатых колес и корпуса.

Таблица 3.2

Соответствие видов сопряжения и видов допусков j_n

Виды сопряжений	H	E	D	C	B	A	Примечание
Виды допусков бокового зазора T_{jn}	<i>h</i>	<i>h</i>	<i>d</i>	<i>c</i>	<i>b</i>	<i>a</i>	Дополнительные виды допусков: <i>x</i> , <i>y</i> , <i>z</i>
Гарантированный боковой зазор $j_{n\min}$	0	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	Допуск на соответствующее межосевое расстояние <i>a</i>
Классы отклонений межосевого расстояния	II	II	III	IV	V	VI	На нерегулируемые передачи
Примечание. Обозначения видов сопряжений расположены в порядке возрастания допусков бокового зазора.							

При расчетах можно принять:

$$\alpha_{\text{стали}} = 12 \cdot 10^{-6}, \text{ град}^{-1};$$

$$\alpha_{\text{чугуна}} = 11 \cdot 10^{-6}, \text{ град}^{-1};$$

$$\alpha_{\text{алюмин.}} = 20 \cdot 10^{-6}, \text{ град}^{-1}.$$

При угле исходного профиля $\alpha = 20^\circ$ получим:

$$j_n I = 0,684 a [\alpha_1(t_1 - 20^\circ) - \alpha_2(t_2 - 20^\circ)].$$

Величина бокового зазора, обеспечивающая нормальные условия смазки, зависит от окружной скорости и способа подачи смазки. Ориентировочно ее можно определить в зависимости от модуля:

- для тихоходных передач: $j_{n\min} \text{ II} = 0,01 m$ (до 0,2 м/с);
- среднескоростных: $j_{n\min} \text{ II} = 0,02 m$ (до 10 м/с);
- высокоскоростных: $j_{n\min} \text{ II} = 0,03 m$ (до 16 м/с).

Тогда необходимый гарантированный боковой зазор рассчитывается как сумма двух слагаемых: $j_{n\min} = j_n I + j_n \text{ II}$.

Наибольший боковой зазор не ограничивается стандартом. Это вызвано тем, что боковой зазор является замыкающим звеном размерной цепи, в которой допусками ограничены отклонения всех составляющих размеров (межосевое расстояние и смещение исходных контуров на шестерне и колесе, непараллельность и перекос осей), поэтому величина наибольшего зазора не может превышать значения, получающегося при определенном сочетании составляющих размеров.

Боковой зазор j_n обеспечивает небольшой люфт (поворот) зубчатого колеса в передаче при заторможенном или неподвижном втором колесе.

Таблица 3.3

Виды сопряжения	Вид допуска бокового зазора	Класс отклонения a_n	Диапазон степеней точности по нормам плавности
A	a	VI	3...12
B	b	V	3...11
C	c	IV	3...9
D	d	III	3...8
E, H	h	II (I)	3...7

3.7. Нормирование параметров кинематической точности

Кинематическую точность можно выявить и оценить одним из 10 вариантов, содержащих требования к одному или двум параметрам. Один параметр применяется для нормирования в тех случаях, когда он один выявляет кинематическую точность или относится к грубым колесам. Во всех остальных случаях содержатся требования к двум параметрам, в сумме характеризующим кинематическую точность. Это объясняется тем, что кинематическая точность колеса обеспечивается точностью кинематической цепи станка и точностью установки заготовки колеса относительно оси зубообрабатывающего станка. Параметры F_{cr} и F_{inv} выявляют погрешность станка (тангенциальная составляющая), а параметры F_r и F_r'' – погрешность установки (радиальная составляющая).

Кинематическая погрешность колеса F_{ir}' и передачи F_{ior}'' . Кинематической погрешностью колеса F_{ir}' называется разность между действительным (измеренным) и номинальным (расчетным) углами поворота зубчатого колеса и его рабочей оси, ведомого точным (идеальным) измерительным зубчатым колесом, при номинальном взаимном положении осей вращения этих колес. Эта погрешность выражается в линейных величинах длиной дуги делительной окружности.

Кинематической погрешностью передачи F_{ior}'' называется разность между действительным и номинальным углами поворота ведомого зубчатого колеса передачи.

Накопленная погрешность шага и накопленная погрешность K шагов зубчатого колеса F_{pr} и F_{pkr} . Накопленной погрешностью шага зубчатого колеса называется наибольшая алгебраическая разность значений накопленных погрешностей в пределах зубчатого колеса. Накопленной погрешностью шагов называется наибольшая разность дискретных значений кинематической погрешности зубчатого колеса при номинальном повороте на K целых угловых шагов.

Погрешностью обката F_{cr} называется составляющая кинематической погрешности зубчатого колеса, а практически этим параметром стандарт устанавливает требования к кинематической точности станка, на котором выполняется окончательная обработка зубчатого венца.

Колебанием длины общей нормали F_{avr} называется расстояние между двумя параллельными плоскостями касательными к двум разноименным активным боковым поверхностям зубьев зубчатого колеса.

Колебанием измерительного межосевого расстояния за оборот зубчатого колеса F_{ir}'' называется разность между наибольшим и наименьшим действительными (измеренными) межосевыми расстояниями при двухпрофильном зацеплении измерительного зубчатого колеса с проверяемым при повороте последнего на полный оборот.

Радиальным биением зубчатого венца F_{rr} называется наибольшая разность (в пределах зубчатого колеса) расстояний от его рабочей оси до делительной прямой элемента нормального исходного контура (зуба или впадины), условно наложенного на профиль зубьев колес.

3.8. Нормирование параметров плавности работы передачи

Плавность работы передачи определяется параметрами, погрешности которых многократно (циклически) проявляются за оборот зубчатого колеса и также составляют часть кинематической погрешности. Под циклической погрешностью передачи f_{kor} и зубчатого колеса f_{kr} понимают удвоенную амплитуду гармонической составляющей кинематической погрешности соответственно передачи и колеса. Для ограничения циклической погрешности установлены допуски: f_{ko} – на циклическую погрешность передачи и f_{zk} – на циклическую погрешность зубчатого колеса.

Для ограничения циклической погрешности с частотой повторения, равной частоте входа зубьев в зацепление $f_{z\omega r}$ и $f_{z\omega}$, установлены допуски на циклическую погрешность зубцовой частоты в передаче $f_{z\omega}$ и колеса $f_{z\omega}$, причем $f_{z\omega} = 0,6 f_{z\omega}$. Эти допуски зависят от частоты циклической погрешности K_n (равной числу зубьев колес z), степени точности, коэффициента осевого перекрытия e_p и модуля m .

Одним из показателей плавности работы зубчатого колеса является отклонение шагов в колесе f_{prt} . Под *отклонением шагов* понимают кинематическую погрешность зубчатого колеса при его повороте на один номинальный угловой шаг. Отклонение шага зацепления f_{pbr} – разность между действительным P_g и номинальным P_b шагами зацепления.

Погрешность профиля зуба f_f – расстояние по нормали между двумя ближайшими номинальными торцевыми профилями, между которыми размещается действительный торцевой активный профиль зуба колеса.

Нормирование и измерение параметров, характеризующих плавность работы. Принципиальный подход к нормированию плавности работы тот же, что и для кинематической точности, т.е. дается либо один параметр, либо комплекс из двух параметров.

Контакт зубьев в передаче. Нормированы четыре показателя для колес и суммарное пятно контакта для передач. *Суммарным пятном контакта* называют часть активной боковой поверхности зуба колеса, на которой располагаются следы прилегания зубьев парного колеса в собранной передаче после вращения под нагрузкой, устанавливаемой конструктором.

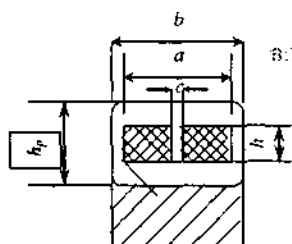


Рис. 3.4. Пятно контакта

Пятно контакта (рис. 3.4) определяется относительными размерами. По длине зуба – отношением расстояния a между крайними точками следов прилегания за вычетом разрывов c , превышающих модуль m (мм), к длине зуба b :

$$\left[\frac{(a - c)}{b} \right] 100.$$

По высоте зуба – отношением средней высоты следов прилегания h_m к высоте зуба соответствующей активной боковой поверхности h_p , т.е.

$$\left(\frac{h_m}{h_p} \right) 100.$$

Выбор степени точности зубчатых колес. Она устанавливается в зависимости от требований к кинематической точности, плавности, передаваемой мощности, а также окружной скорости колес. Например, при $v = 10 \dots 15$ м/с применяют степень точности 6...7, при $v = 20 \dots 40$ м/с степень точности 4...5.

При выборе учитывают опыт эксплуатации аналогичных передач и обязательно используют принцип комбинирования норм точности.

3.9. Методы и средства контроля зубчатых передач

Приемочный контроль (окончательный): устанавливает соответствие точности колеса требованиям, зависящим от назначения передачи; может быть комплексным или дифференцированным.

Профилактический контроль определяет геометрическую и кинематическую точность зуборезного станка, инструмента и приспособлений.

Косвенный контроль:

технологический – проверяется наладка технологических операций, выявляется причина брака – прямые поэлементные методы контроля. Измерительная база должна быть совмещена с технологической;

активный контроль включает подналадку оборудования, режимов обработки и т.д.

Типы, основные параметры и нормы точности приборов для измерения цилиндрических колес установлены ГОСТ 5368–81, ГОСТ 8137–81 и ГОСТ 10387–81.

По назначению приборы делятся на 14 групп. Например, для измерения кинематической погрешности и обката (F'_{ir}, f'_{ir}, F_{cr}); для измерения радиального биения; для измерения смещения исходного контура и т.д.

По точности измерения приборы делятся на классы А, АВ, В.

Примеры применения средств контроля

Контроль накопленной погрешности шага F_{pk} или F_{pr} (соответственно допуски F_{pk} и F_p) – результат проверки равномерности шага по всему колесу с помощью угловых шагомеров, оптических делительных головок и др.

Контроль колебаний длины общей нормали F_{inv} (допуск F_{inv}) осуществляется с помощью универсального и специального инструмента – зубомерного микрометра, индикаторного нормалемера.

Контроль радиального биения венца зубчатого F_r (допуск F_r) производится с помощью биениеметра.

Контроль отклонения шага зацепления f_{pr} (предельные отклонения шага $\pm f_{pr}$) – шагомером.

Контроль суммарного пятна контакта осуществляется с помощью контрольно-обкатных станков.

Выбор контрольных комплексов определяется эксплуатационными показателями зубчатой передачи. Если зубчатые колеса по точности соответствуют заданной норме, то контроль зубчатой передачи можно не проводить; если передача соответствует данной норме, то контроль точности колес не является обязательным.

Условные обозначения степеней точности

Условное обозначение можно представить в виде следующей схемы: X – X – X – X – X / X ГОСТ 1643 (рис. 3.5):

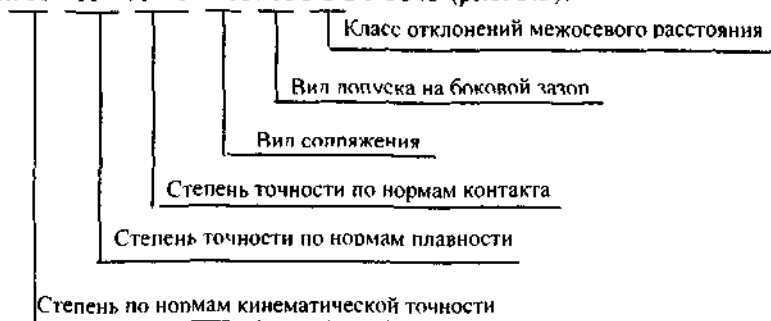


Рис. 3.5. Схема обозначения точности зубчатой передачи

Точность изготовления зубчатых колес и передач задается степенью по нормам кинематической точности, плавности работы и контакта зубьев в передаче, а требования к боковому зазору – видом сопряжения и видом допуска бокового зазора.

Цифры, обозначающие степени точности, между собой и от слитно пишущихся букв, обозначающих вид сопряжения и вид допуска, разделяются знаком тире.

Когда на одну из норм не задается степень точности, взамен соответствующей цифры указывается буква N : $N-7-6-B$ ГОСТ 1643.

При сохранении соответствия между видом сопряжения, видом допуска бокового зазора, классом отклонений межосевого расстояния, последние не обозначаются: $8-6-6-A$ ГОСТ 1643 (вид допуска $j_n \rightarrow a$, класс отклонений межосевого расстояния VI, соответствующий виду сопряжения для нерегулируемых передач).

Вид допуска бокового зазора указывается, если он не соответствует виду сопряжения: $8-6-6-A b$ ГОСТ 1643 (вид допуска $j_n \rightarrow b$).

Если по всем нормам степень одинаковая, то она обозначается один раз: $7-B$ ГОСТ 1643 (степени одинаковые по всем нормам, вид допуска бокового зазора соответствует виду сопряжения $j_n \rightarrow b$, при сохранении соответствия между видом сопряжения и классом отклонений межосевого расстояния).

Если минимальный боковой зазор не соответствует ни одному виду сопряжения (стандартному), то в обозначении указывается его числовое значение (мкм): $7-6-6-500 x$ ГОСТ 1643 (дополнительный вид допуска $j_n \rightarrow x$).

При выборе более грубого класса отклонений межосевого расстояния, чем предусмотрено для данного вида сопряжения, в условном обозначении точности цилиндрической передачи указывается принятый класс и рассчитанный по формуле уменьшенный гарантированный боковой зазор:

$$j'_{n \min} = j_{n \min} - 0,68 (|f'_a| - |f_a|),$$

где $j_{n \min}$ и f_a — табличные значения гарантированного бокового зазора и предельного отклонения межосевого расстояния для данного вида сопряжения;

$j'_{n \min}$ — рассчитанный гарантированный боковой зазор;

f'_a — отклонение межосевого расстояния для более грубого класса.

Пример обозначения передачи со степенью точности 7 по всем нормам, с видом допуска на боковой зазор a и более грубым классом отклонений межосевого расстояния — V (при $a_n = 450$ и уменьшенном гарантированном боковом зазоре $j'_{n \min} = 128$ мкм) обозначается: $7-Ca/V - 128$ ГОСТ 1643-81.

Следует отметить, что при принятии более точного класса отклонений межосевого расстояния наименьший боковой зазор в передаче будет больше бокового зазора, указанного в ГОСТ 1643. Его величина, рассчитанная по той же формуле, может не указываться в условном обозначении точности передач.

Контрольные вопросы

1. Каковы основные элементы зубчатого зацепления?
2. Как влияет на работоспособность зубчатых передач **точность** зубчатых колес и передач?
3. Как делятся зубчатые передачи по условиям работы?
4. Какие нормы и степени точности установлены в системе допусков для зубчатых цилиндрических передач?
5. Что называется кинематической погрешностью зубчатого колеса и зубчатой передачи?
6. Какие причины вызывают кинематическую погрешность зубчатого колеса и зубчатой передачи и какими мерами можно повысить их кинематическую точность?
7. Почему и в каких случаях форма и размеры пятна контакта зубьев влияют на работоспособность зубчатых передач?
8. Какие виды допусков установлены на боковой зазор?
9. Каковы правила обозначения точности зубчатых колес и передач?

4. РАЗМЕРНЫЕ ЦЕПИ

4.1. Классификация размерных цепей. Основные термины и определения

При массовом производстве машин в целях обеспечения взаимозаменяемости деталей и узлов необходим обоснованный выбор допусков их сопрягаемых размеров, т.е. необходимо, чтобы составляющие их детали и поверхности последних занимали одна относительно другой определенное, соответствующее служебному назначению положение.

Установление правильного соотношения нормальных размеров деталей и их допустимых отклонений в ответственных размерных связях – один из методов повышения качества изделий, обеспечения надежности и долговечности их работы, а также обеспечения собираемости их деталей и узлов без подгоночных работ и, следовательно, с минимальными затратами на их изготовление и сборку.

Поэтому при конструировании механизмов, проектировании технологических процессов, выборе средств и методов измерений, т.е. для обеспечения нормальной работы машины или любого другого изделия возникает необходимость в проведении размерного анализа. С его помощью достигается определенное, соответствующее служебному назначению положение составляющих деталей и их поверхностей, правильное соотношение взаимосвязанных размеров и определяются допустимые ошибки (допуски).

Взаимосвязь размеров и их допустимых отклонений, регламентирующая расположение поверхностей и осей как одной детали, нескольких деталей в узле или изделии, называется размерной связью деталей.

С помощью размерного анализа решаются следующие основные задачи:

- устанавливаются ответственные размеры и параметры деталей и узлов, оказывающие влияние на эксплуатационные показатели машины или на собираемость ее узлов;
- уточняются их номинальные значения, а также значения их допускаемых отклонений;
- проводится анализ простановки размеров и допусков в рабочих чертежах деталей и узлов машины;

– разрабатываются технологические процессы, т.е. устанавливается последовательность операций обработки, рассчитываются значения межоперационных размеров деталей и допустимых отклонений; обосновывается выбор технологических и измерительных базовых поверхностей деталей и узлов; проводятся расчеты, связанные с настройкой станков и приспособлений с целью изготовления деталей заданной точности обработки; устанавливается последовательность сборочных операций и разрабатывается технологический процесс сборки машин, обеспечивающий необходимую точность сборки;

проводятся метрологические расчеты размерных цепей, определяющие допустимые величины погрешностей (базирования деталей при измерении, измерительных средств и методов измерения).

Подобные геометрические расчеты выполняются с использованием теории размерных цепей. Размерные цепи отражают объективные размерные связи в конструкции машины, в технологических процессах изготовления ее деталей и сборки, а также при измерении. Поэтому вначале должна быть поставлена и четко сформулирована задача, для решения которой предполагается использовать размерную цепь. Каждая размерная цепь дает решение только одной задачи.

Процессы формирования размеров деталей, а также процессы комплектования их при сборке по своей природе являются вероятностными, а конкретные значения размеров деталей, собранных комплектов и узлов машин – случайными величинами. Поэтому методика расчета размерных цепей и все ее формулы базируются на теории вероятностей и математической статистике.

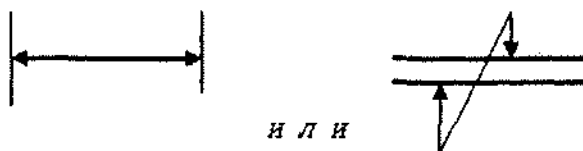
Сущность расчета размерной цепи заключается в том, чтобы установить связь между размерами одной или нескольких деталей в изделии, т.е. установить ответственные размеры, определить оптимальные допуски и предельные отклонения всех размеров цепи так, чтобы обеспечить эксплуатационные показатели работы изделий (требования к конструкции изделия) и технологические требования при изготовлении и сборке. Впервые основные положения теории размерных цепей разработаны русскими учеными Б.С. Балахшиным, Н.А. Бородачевым и др.

Свойства и закономерности размерных цепей отражаются системой понятий и аналитическими зависимостями, позволяющими проводить расчет номинальных размеров, допусков, координат середин полей допусков и обеспечивать наиболее экономичным путем точность изделий при конструировании, изготовлении, ремонте и во время эксплуатации.

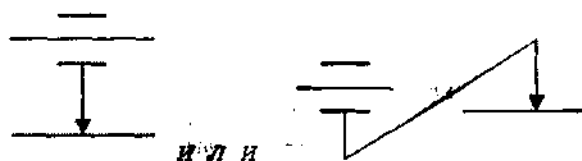
В настоящее время термины, определения, обозначения и методы расчета размерных цепей стандартизованы.

Размерная цепь – совокупность взаимосвязанных размеров, непосредственно участвующих в решении поставленной задачи и образующих замкнутый контур. Каждый из размеров размерной цепи называется *звеном*. Звеньями размерной цепи могут быть любые линейные и угловые параметры: диаметральные размеры, расстояние между поверхностями или осями, зазоры, натяги, перекрытия, мертвые ходы, отклонения формы и расположения поверхностей (осей) и т.д. Звенья обозначаются прописными буквами русского алфавита или строчными буквами греческого алфавита (кроме α , δ , ξ , ω) с индексом. На схемах размерных цепей звенья условно обозначают:

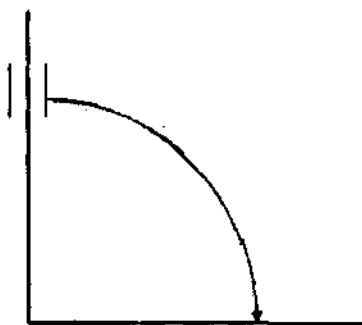
а) линейные размеры – двухсторонней стрелкой:



б) параллельность – односторонней стрелкой с направлением острия к базе:



в) перпендикулярность – односторонней стрелкой с направлением острия к базе:



Размерные цепи классифицируются по ряду признаков (табл. 4.1).

Совокупность размеров, относящихся к одной детали, называют *детальной размерной цепью*, если размеры относятся к нескольким деталям – *сборочной*. В подетальной цепи обрабатываемые размеры проставляют (на чертеже или на схеме) с индексом порядкового номера (табл. 4.1, рис. 4.1 – 4.5).

Таблица 4.1

Классификация размерных цепей

Классификационный признак	Название размерной цепи	Назначение, характеристика.
Область применения	Конструкторская	Решает задачи обеспечения точности при конструировании изделий
	Технологическая	То же
	Измерительная	Решает задачи измерения величин, характеризующих точность изделий
Место в изделии	Детальная	Определяет точность относительного положения поверхностей или осей одной детали
	Сборочная	Определяет точность относительного положения поверхностей или осей деталей, входящих в сборочную цепь
Расположение звеньев	Линейная	Звенья цепи являются линейными размерами. Звенья расположены на параллельных прямых
	Угловая	Звенья цепи – угловые размеры, отклонения могут быть заданы в линейных величинах, отнесенных к условной длине, или в градусах
	Плоская	Звенья цепи расположены произвольно в одной или нескольких параллельных плоскостях
	Пространственная	Звенья расположены произвольно в пространстве
Характер звеньев	Скалярная	Все звенья цепи являются скалярными величинами
	Векторная	Все звенья цепи являются векторными погрешностями
	Комбинированная	Часть составляющих звеньев размерной цепи – векторные погрешности, остальные скалярные величины
Характер взаимных связей	Параллельно связанные	Размерные цепи (две или более), имеющие хотя бы одно общее звено
	Независимые	Размерные звенья не имеют общих звеньев

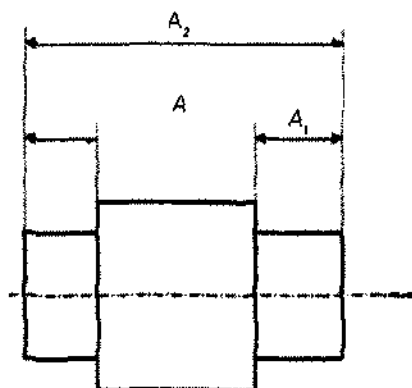


Рис. 4.1. Детальная размерная цепь

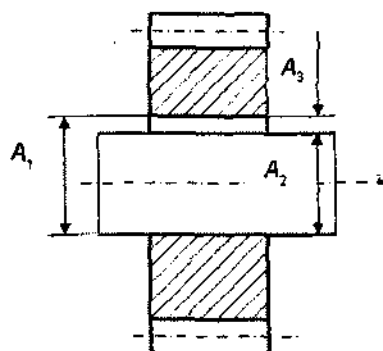


Рис. 4.2. Сборочная размерная цепь

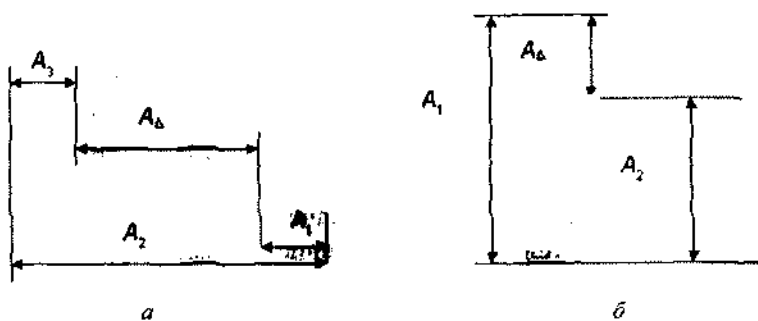


Рис. 4.3. Схемы размерных цепей: а – детальная; б – сборочная
(в сборочной цепи, $A_{\Delta} = A_3$)

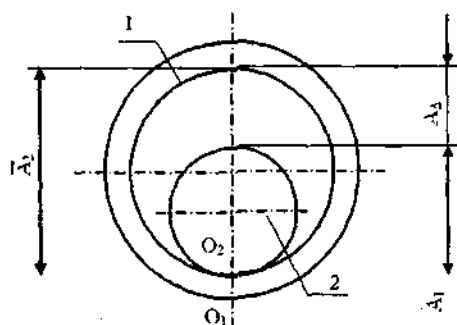


Рис. 4.4. Замыкающий размер в сборочной размерной цепи:

1 – втулка; 2 – вал; A_{Δ} – зазор; A_1 – уменьшающее звено;

A_2 – увеличивающее звено

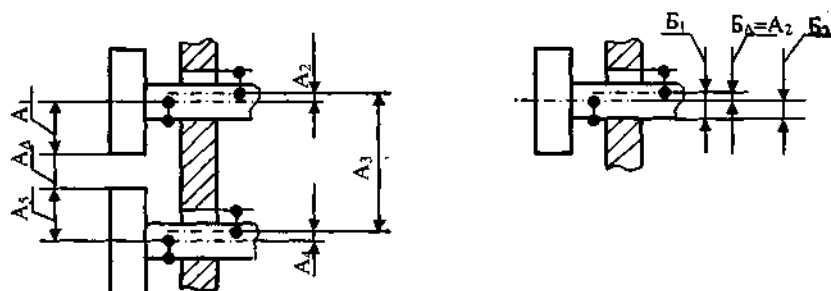


Рис. 4.5. Технологическая размерная цепь: A – основная размерная цепь; B – одна из производственных размерных цепей ($B_{\Delta} = A_2$, где A_2 – одно из звеньев основной размерной цепи)

Любая размерная цепь имеет одно исходное (замыкающее) звено и два и более составляющих.

Исходным называют звено, к которому предъявляется основное требование точности, определяющее качество изделия в соответствии с техническими условиями. Выделение в размерной цепи исходного звена является одной из основных задач в процессе конструирования. *Исходное звено* – это звено, возникающее в результате постановки задачи при проектировании, для решения которой используется размерная цепь; его заданный номинальный размер и предельные отклонения определяют функционирование механизма. Исходя из

предельных значений этого звена, рассчитывают допуски и отклонения всех остальных размеров цепи. В процессе сборки исходный размер, как правило, становится замыкающим. В подетальной размерной цепи размер, исходя из точности которого определяется степень точности остальных размеров, также называют исходным.

Размер, получающийся в результате обработки других размеров, т.е. не обрабатываемый на этом этапе технологического процесса, для которого составлена цепь, называется *замыкающим*. Замыкающим звеном размерной цепи называют звено, являющееся исходным при постановке задачи или получающееся последним в результате ее решения, в том числе при изготовлении и измерении. Замыкающий размер обозначается такой же буквой, как и основные размеры цепи, но с индексом Δ , например, A_{Δ} . Все остальные размеры, обозначаемые буквами с числовыми индексами, например $A_1, A_2 \dots A_i$ с изменением которых изменяется и замыкающее звено, называют *составляющими*, т.е. они функционально связаны с замыкающим размером.

В сборочной размерной цепи замыкающий размер получается последним в результате процесса сборки; обычно это зазор (натяг) или размер, определяющий положение поверхности (или оси) от какой-либо базы. Такой размер также называется замыкающим (см. рис. 4.3). Составляющие размеры по отношению к замыкающему разделяют на уменьшающие и увеличивающие.

Увеличивающим называют размер, при увеличении которого (при прочих постоянных) замыкающий размер увеличивается. Уменьшающий – это размер, при увеличении которого замыкающий размер уменьшается (рис. 4.6). Для обозначения увеличивающих размеров над буквой ставят стрелку направленную вправо $\rightarrow A$, а для обозначения уменьшающих размеров над буквой ставят стрелку направленную влево $\leftarrow A$.

В размерных цепях в ряде случаев возникает необходимость дополнительного звена, при помощи которого можно получить заданную точность замыкающего размера. Составляющее звено размерной цепи, изменением значения которого достигается требуемая точность замыкающего звена, называется *компенсирующим звеном* (рис. 4.7).

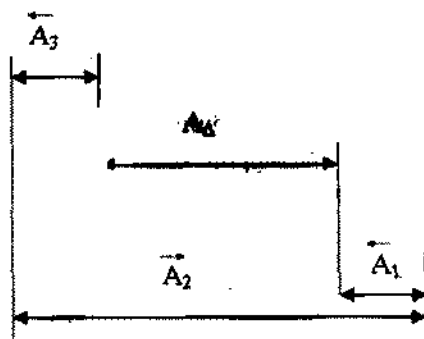


Рис. 4.6. Размерная цепь, увеличивающие и уменьшающие звенья

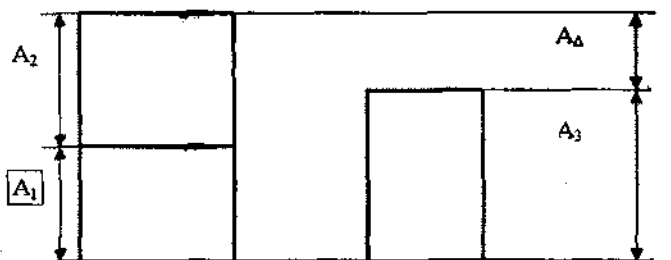


Рис. 4.7. Размерная цепь с компенсирующим звеном
(A_1 – компенсирующее звено)

Компенсирующее звено обозначают буквой, заключенной в прямоугольник: A_1

Замкнутость размерной цепи – необходимое условие для ее анализа и синтеза. Это свойство приводит к тому, что размеры, входящие в цепь, не могут быть произвольными, т.е. значение и точность по крайней мере одного из размеров определяется остальными.

На сборочных и подетальных рабочих чертежах требуется простановка незамкнутой совокупности размеров, т.е. простановка обрабатываемых номинальных размеров с допустимыми отклонениями. Замыкающий размер или совсем не проставляется, или проставляют его номинальную величину с указанием «для справок».

Звеном размерной цепи может быть не только размер, т.е. расстояние между двумя точками, линиями или плоскостями, как ука-

зывается выше, но и эксцентриситет в поперечном сечении, несоосность, непараллельность, и другие отклонения формы. Отклонения формы вводят в размерную цепь как звено, имеющее номинальным размером 0, и симметричное отклонение. Так, при радиальном биении $\Delta = 2e$ в цепь вводится звено $e = \pm\Delta/2$, номинальный размер которого равен 0. Этот размер может быть введен и как увеличивающее звено, и как уменьшающее.

При проведении размерного анализа, рекомендуется выделять звенья и составлять размерные цепи, руководствуясь следующим:

1. Должна быть четко сформулирована задача, для решения которой рассчитывается размерная цепь. В каждой размерной цепи должно быть только одно исходное звено.

2. Для выявления исходного звена необходимо установить требования к точности, которым должно удовлетворять изделие или сборочная единица. Эти требования можно разделить на две группы:

- точность взаимного расположения деталей, сборочных единиц, обеспечивающая качественную работу изделия при эксплуатации, например величина зазора, перпендикулярность оси вращения, радиальное или осевое биение вала;

- точность взаимного расположения деталей, сборочных единиц, обеспечивающая собираемость изделия, например, точность относительного положения валов, соединяемых муфтой.

По чертежам общих видов и сборочных единиц выявляются и фиксируются все требования к точности, которые должны быть выполнены при изготовлении и сборке изделия, т.е. выявляются исходные (замыкающие) звенья.

Так, для обеспечения свободного вращения шестерни на оси в качестве исходного звена принимается зазор A_{Δ} . Задача конструкторская – установить номинальный размер и предельные отклонения данного размера.

Пример конструкторской размерной цепи (рис. 4.8): задача – исходя из служебного назначения механизма установить номинальный размер и предельные отклонения зазора A_{Δ} , обеспечивающие свободное вращение шестерни.

Технологическая размерная цепь (рис. 4.9 – 4.13) решает задачи обеспечения точности при изготовлении, т.е. обеспечивает требуемое расстояние или относительный поворот между поверхностями изготавливаемого изделия при выполнении операции или ряда операций сборки, обработки, при перестройке станка, при расчете межпереходных размеров.

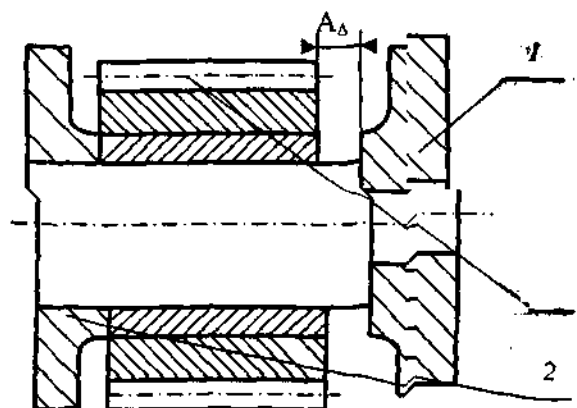


Рис. 4.8. Конструкторская задача: A_{Δ} – замыкающее звено;
1 и 2 – стенки; 3 – шестерня

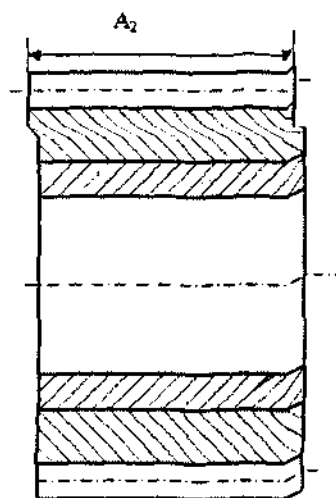


Рис. 4.9. Зубчатое колесо

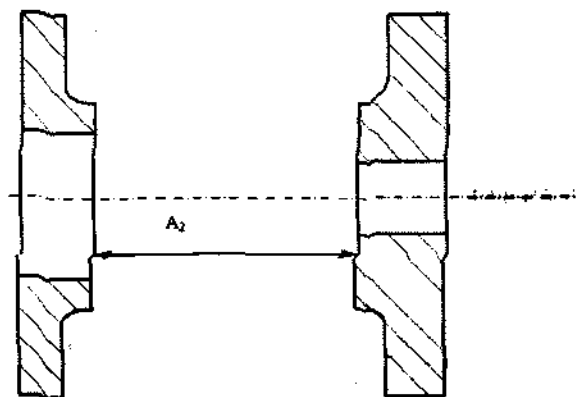


Рис. 4.10. Положение стенок по внешним технологическим задачам

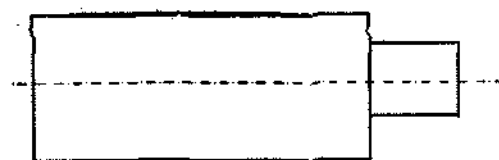


Рис. 4.11. Ось изделия

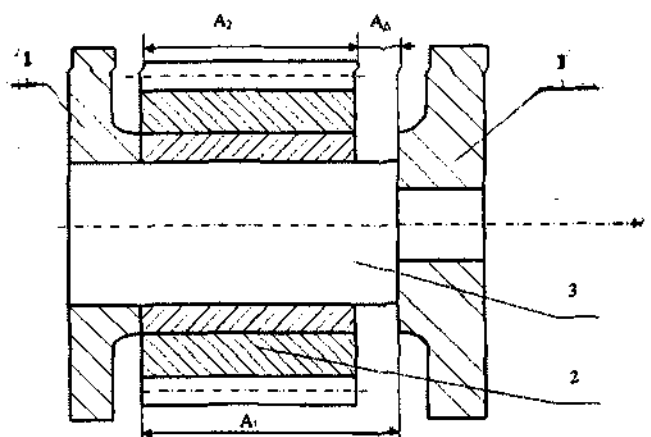


Рис. 4.12. Сборочный чертеж: 1 – стенки; 2 – зубчатое колесо; 3 – ось

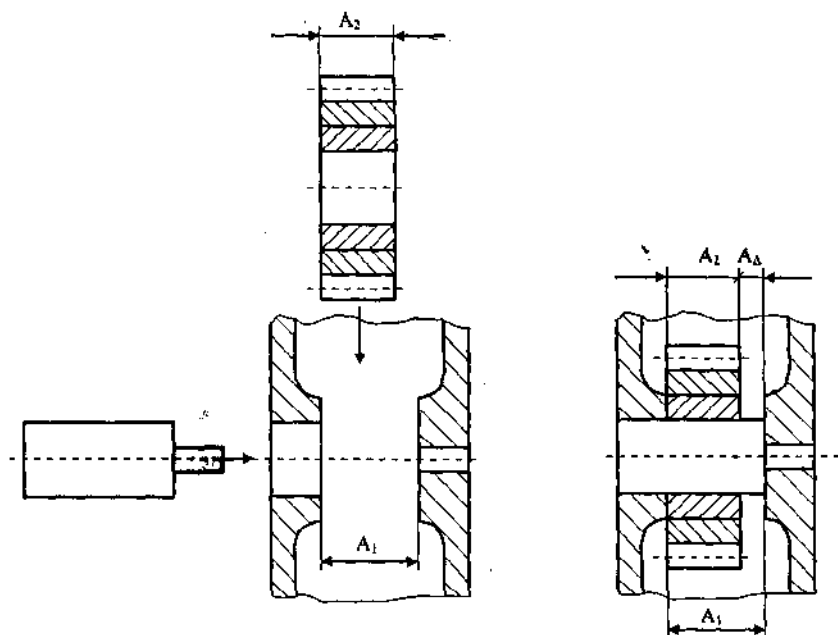


Рис. 4.13. Последовательность сборки изделия

Целью технологической задачи является обеспечение в процессе изготовления деталей и сборки получения заданной конструктором величины зазора A_{Δ} .

При выявлении исходных звеньев их номинальные размеры и допускаемые отклонения устанавливаются по стандартам, техническим условиям, на основании опыта эксплуатации аналогичных изделий, путем теоретических расчетов и на основании экспериментов.

Допуск исходного звена устанавливается:

- в конструкторских размерных цепях – исходя из функционального назначения изделий;
- в технологических размерных цепях – в соответствии с допуском на расстояние или на относительный поворот (осей) детали, которые необходимо получить при осуществлении технологического процесса обработки или сборки изделия;
- в измерительных размерных цепях – исходя из требуемой точности измерения для ограничения погрешности измеряемого размера.

Для нахождения составляющих звеньев после определения исходного звена следует идти от поверхностей (осей) деталей, образующих исходное звено, к основным базам (осям образующих поверхностей) этих деталей, от них – к основным базам деталей, базирующих первые детали, и т.д. вплоть до образования замкнутого контура. Таким образом, можно выявить, последовательно связывая сопряженные размеры деталей, все составляющие звенья цепи, влияющие на исходное звено. Все выявленные – исходное (замыкающее) и составляющие звенья – должны образовать замкнутый контур.

Несовпадения (зазоры, несоосность) поверхностей соединяемых деталей, если они возможны, учитываются отдельными звеньями. Если звеньями цепи являются угловые размеры, такая цепь называется угловой (рис. 4.14).

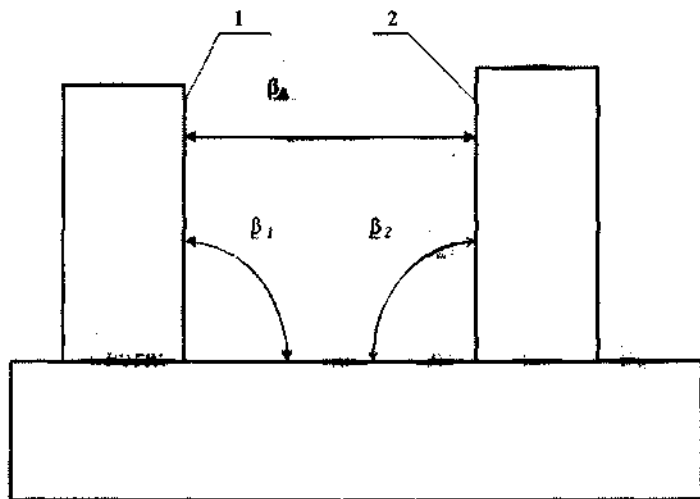


Рис. 4.14. Угловая размерная цепь β , определяющая параллельность поверхности 1 по отношению к поверхности 2

Звеньями размерной цепи могут быть также физические величины; например, при анализе точности электрических или электронных элементов машин и приборов используют цепи, звеньями которых являются значения сопротивлений, емкости, индуктивности, силы тока, напряжений и т.д.

Как было сказано выше (см. табл. 4.1 классификации), размерные цепи могут быть плоскими (все размеры расположены в одной плос-

кости или нескольких параллельных плоскостях) или пространственными (размеры непараллельны друг другу или расположены в непараллельных плоскостях). Параллельно связанные размерные цепи – это цепи, имеющие одно или несколько общих звеньев. Последовательно связанные размерные цепи – это цепи, из которых каждая последующая имеет одну общую базу с предыдущей. Размерными цепями с комбинированной связью называют цепи, между которыми имеются параллельные и последовательные связи. Произвольно расположенные в одной или нескольких параллельных плоскостях звенья плоской цепи проектируются на направление, совпадающее с направлением замыкающего звена, т.е. плоская цепь приводится к линейной. При расчете плоских цепей следует учитывать не только погрешности (отклонения) линейных размеров, но и погрешности углов между ними, если последними нельзя пренебречь. Погрешности углов приводятся к линейному размеру замыкающего звена в виде дополнительных звеньев. При проектировании размеры изменяются, т.е. их величины умножают на синусы или косинусы углов, которые можно считать условными коэффициентами.

При геометрическом расчете машин погрешности могут разделяться на скалярные (одномерные, простые), полностью определяемые одной характеристикой – своей величиной, и векторные (двухмерные), определяемые величиной (модулем) и направлением. К скалярным ошибкам относятся, например, отклонения длины вала, втулки, монтажной высоты подшипника, отклонения в расстоянии между осями и т.п. К векторным ошибкам относятся отклонения от соосности цилиндрических поверхностей, несоосность отверстий, радиальное биение поверхностей за счет эксцентриситета осей, биение торцевых поверхностей и т.п.

Расчет размерных цепей является необходимым этапом конструирования, производства и эксплуатации изделий (машин, механизмов, приборов, аппаратов и т.д.).

С помощью теории размерных цепей могут быть решены следующие конструкторские, технологические и метрологические задачи:

1. Установление геометрических и кинематических связей между размерами деталей машин, расчет номинальных значений, отклонений и допусков взаимосвязанных размеров звеньев исходя из эксплуатационных требований и экономической точности обработки деталей и сборки машины.

2. Расчет норм точности и разработка технических условий на машины и их составные части.

3. Анализ правильности простановки размеров и отклонений на рабочих чертежах деталей.

4. Расчет межоперационных размеров, припусков и допусков, перерасчет конструктивных размеров на технологические (при несовпадении конструктивных и технологических баз).

5. Обоснование последовательности технологических операций при изготовлении и сборки изделия.

6. Обоснование и расчет необходимой точности приспособлений.

7. Выбор средств и методов измерений, расчет достижимой точности измерений.

4.2. Основные понятия

Номинальный размер – размер, полученный методом расчета по одному из критериев работоспособности, с учетом опыта проектирования. Относительно номинального размера определяют предельные размеры, он служит также началом отсчета отклонений.

Истинный размер – размер, полученный в результате изготовления согласно технологическому процессу.

Действительный размер – размер изделия, установленный в результате измерения с допустимой погрешностью. Под измерением понимают процесс нахождения значений физической величины опытным путем с помощью специальных технических средств, а под погрешностью измерения – отклонение результата измерения от истинного значения измеряемой величины. Погрешность измерения в значительной степени зависит от точности измерительного средства.

Предельные размеры – два предельно допустимых размера (наибольший и наименьший), между которыми должен находиться или одному из которых может быть равен действительный размер годной детали.

Отклонение – алгебраическая разность между размером и соответствующим номинальным размером.

Верхнее отклонение – алгебраическая разность между наибольшим предельным и номинальным размерами.

Нижнее отклонение – алгебраическая разность между наименьшим предельным и номинальным размерами.

Допуск – разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами или абсолютная величина алгебраической разности между верхним и нижним отклонениями.

Поле допуска – поле, ограниченное верхним и нижним отклонениями или наибольшим и наименьшим предельными размерами. Оно отличается от допуска тем, что определяет не только величину, но и расположение этого допуска относительно номинального размера.

Координата середины поля допуска – координата, определяющая положение середины поля допуска относительно номинального размера.

Поле рассеяния – разность между наибольшим и наименьшим размерами в партии деталей.

Координата середины поля рассеяния – координата, определяющая положение середины поля рассеяния относительно номинального размера.

Координата центра группирования – координата, определяющая положение центра группирования относительно номинального размера.

Величина компенсации – наибольшее возможное отклонение, выходящее за пределы поля допуска замыкающего звена, подлежащее компенсации.

К расчетным коэффициентам относятся:

а) относительное среднее квадратичное отклонение – коэффициент, характеризующий закон рассеяния размеров или их отклонений;

б) коэффициент риска – коэффициент, характеризующий вероятность выхода отклонений замыкающего звена за пределы допуска;

в) коэффициент относительной асимметрии – коэффициент, характеризующий асимметрию кривой рассеяния размеров;

г) передаточное отношение составляющего звена – коэффициент, характеризующий степень влияния отклонения составляющего звена на отклонение замыкающего.

Полный расчет размерных цепей выполняется в процессе разработки рабочего проекта машины, предварительные расчеты следует производить еще при конструктивной отработке технического проекта.

Расчет размерных цепей и их анализ способствует повышению качества, обеспечивает взаимозаменяемость и снижает трудоемкость изготовления изделий.

4.3. Методы достижения точности замыкающего звена

При расчете размерной цепи определяют предельные размеры, а следовательно, предельные отклонения и допуски всех звеньев цепи. В размерном анализе и синтезе конструкций машин выбирают те методы достижения точности замыкающего звена, которые обусловлены способами решения размерных цепей

Существуют следующие методы достижения заданной точности исходного звена:

- метод полной взаимозаменяемости;
- метод неполной взаимозаменяемости;
- метод групповой взаимозаменяемости;
- метод регулирования;
- метод пригонки.

Все методы, кроме первого, обеспечивают так называемую неполную или частичную взаимозаменяемость.

Выбор метода для решения размерных цепей зависит прежде всего от функционального назначения изделия, его конструктивных и технологических особенностей, стоимости изготовления и сборки, типа производства и т.д. Как правило, при прочих равных условиях рекомендуется выбирать в первую очередь методы, обеспечивающие сборку машин и механизмов без подбора, пригонки и регулирования, т.е. использовать методы полной взаимозаменяемости или вероятностного расчета.

Метод полной взаимозаменяемости – метод, при котором требуемая точность замыкающего звена размерной цепи достигается во всех случаях ее реализации путем включения составляющих звеньев без выбора, подбора и изменения их значений. Преимуществами данного метода являются: простота, экономичность и возможность организации поточной линии сборки; широкое кооперирование производства; простота изготовления запасных частей и снабжения ими потребителей; выборочный контроль. Главный недостаток: допуски составляющих размеров получаются меньшими, чем при остальных методах (при прочих равных условиях).

Чтобы обеспечить полную взаимозаменяемость, размерные цепи рассчитывают способом максимума-минимума, учитывающим только предельные отклонения звеньев размерной цепи и самые неблагоприятные их сочетания. Обеспечение заданных предельных отклоне-

ний при этом приводит к резкому повышению стоимости, а поэтому расчеты экономически оптимальной точности необходимы. Способ обычно применяется в индивидуальном и мелкосерийном производстве, при малой величине допуска на исходное звено и небольшом числе (до пяти) составляющих звеньев размерной цепи, а также для многозвенных размерных цепей при большом допуске на замыкающем звене.

Метод неполной взаимозаменяемости применяется, когда требуемая точность замыкающего звена размерной цепи достигается с некоторым риском путем включения в нее составляющих звеньев без выбора, подбора или изменения их значений. В этом случае допускаются перекрывающиеся допуски, и сборка может проходить с помощью методов групповой взаимозаменяемости, регулирования, пригонки, опираясь на теоретико-вероятностный метод расчета. Этот метод ограничивает выпуск бракованной продукции до небольшого допустимого предела с применением системы перекрывающихся допусков на основе случайного отбора деталей. Основным преимуществом метода является экономичность изготовления деталей за счет расширенных полей допусков. К недостаткам метода нужно отнести необходимость 100 %-ного контроля деталей и необходимость в ряде случаев замены деталей собранных изделий, что приводит к дополнительным затратам. Данный метод применяется при серийном и массовом производстве при малом допуске замыкающего звена и относительно большом числе составляющих звеньев.

В *методе регулирования* требуемая точность замыкающего звена размерной цепи достигается изменением значения компенсирующего звена без удаления материала с компенсатора. Роль компенсатора обычно выполняет специальное звено в виде прокладок, регулируемого упора, клина и т.д. При этом по всем остальным размерам цепи детали обрабатываются по расширенным допускам, экономически приемлемым для данных производственных условий. Преимуществом метода является возможность регулирования замыкающего звена не только при сборке, но и в эксплуатации (для компенсации износа), а также возможность обеспечения автоматического регулирования точности. К недостаткам метода следует отнести увеличение числа деталей в машине, что усложняет конструкцию, сборку и эксплуатацию. Метод применяется во всех типах производства с размерными цепями высокой точности.

В *методе пригонки* требуемая точность замыкающего звена размерной цепи достигается изменением значения компенсирующего звена путем удаления с компенсатора определенного слоя материала по установленному определенному припуску. К преимуществу данного метода можно отнести возможность достижения высокой точности замыкающего звена при экономически целесообразных производственных допусках звеньев. Недостатками являются значительное удорожание и удлинение сроков работ; трудность нормирования и механизации; усложнение планирования производства. Применяют метод в единичном и мелкосерийном производстве, для многозвенных размерных цепей с замыкающим звеном высокой точности.

4.4. Порядок построения размерных цепей

Основные теоретические положения построения размерных цепей изложены выше, ниже эти положения рассматриваются на конкретном примере.

Первым находят замыкающее звено. Далее, начиная от одной из поверхностей (осей), ограничивающих замыкающее звено, находят составляющие звенья, непосредственно участвующие в решении поставленной задачи.

Замыкающее звено размерной цепи находят исходя из задачи, возникающей при конструировании изделия, его изготовлении или измерении.

При конструировании изделия переход от формулировки задачи к нахождению замыкающего звена заключается в выявлении такого линейного или углового размера, от значения которого полностью зависит решение конструкторской задачи. При изготовлении изделия замыкающим звеном размерной цепи является размер, точность которого должна быть обеспечена технологическим процессом. При измерении замыкающим звеном является измеренный размер.

Таким образом, в замыкающем звене заключен смысл решаемой задачи, из чего следует, что каждая размерная цепь дает решение только одной задачи и может иметь одно замыкающее звено.

В качестве примера рассмотрим задачи, возникающие при сборке и работе золотникового устройства (рис. 4.15).

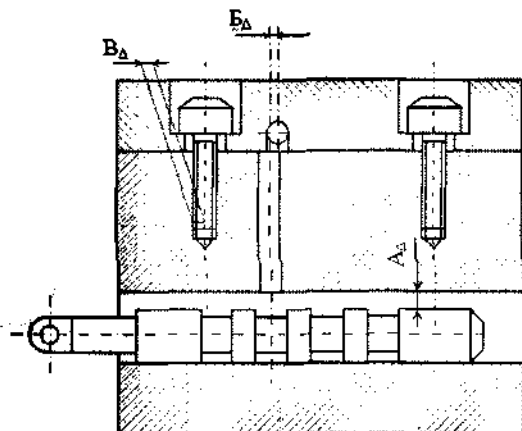


Рис. 4.15. Золотниковое устройство

Задача № 1 – обеспечение плавного (без заедания) передвижения золотника. Эта задача может быть обеспечена величиной зазора между золотником и отверстием в корпусе. Поэтому замыкающим звеном размерной цепи, с помощью которой решается эта задача, является зазор A_{Δ} между корпусом и золотником. Наименьший зазор замыкающего звена должен обеспечить минимальный слой смазки и плавность перемещения золотника в корпусе, а наибольший зазор устанавливается исходя из нормы допустимой утечки масла в золотниковом устройстве, устанавливаемой в соответствии с его служебным назначением.

Задача № 2 состоит в обеспечении совмещения каналов в крышке и корпусе золотникового устройства.

Совмещение каналов в корпусе и крышке означает совпадение их осей. При решении этой задачи замыкающим звеном будет относительное смещение осей каналов. При этом допуск замыкающего звена B_{Δ} определяется исходя из допустимого сокращения расхода масла, проходящего через канал в единицу времени из-за уменьшения площади сечения канала в стыке корпуса и крышки.

Решение задачи № 3 должно обеспечить присоединение крышки золотника к корпусу винтами. При одинаковых размерах винтов и отверстий, после соединения крышки и корпуса одним винтом, второй винт можно применить, если относительное смещение осей крепежных отверстий в крышке и корпусе не будет превышать половину зазора между винтом и отверстием в крышке. Относительное смеще-

ние осей крепежных отверстий в крышке и корпусе и будет в данном случае замыкающим размером B_{Δ} . При этом допуск на замыкающее звено должен быть равен наименьшему предельному зазору между винтом и отверстием, т.е. исходя из самого неблагоприятного случая.

Выявив замыкающее звено, можно приступить к отысканию составляющих звеньев размерной цепи, которыми могут являться:

- расстояния (относительные повороты) между поверхностями (их осями) деталей, образующих исходное звено, и основными базами этих деталей;

- расстояния (относительные повороты) между поверхностями вспомогательных и основных баз деталей, непосредственно участвующих в решении поставленной задачи.

На основании этого для определения размерной цепи следует начинать от поверхностей (их осей) деталей, образующих исходное звено, к основным базам (осям образующих поверхностей) этих деталей, от них – к основным базам (осям) деталей, базирующих первые детали, вплоть до образования замкнутого контура. Несовпадения (зазоры, несоосности) основных и вспомогательных базирующих поверхностей соединяемых деталей, если они возможны, учитываются отдельными звеньями.

4.5. Задачи и методы расчета размерных цепей

Цель расчетов по геометрическим параметрам – установить рациональную и оптимальную для данных конкретных условий схему простановки размеров, правильную систему базирования, выбор конструкторских и технологических баз, нужные номинальные значения размеров, знаки отклонений и численные значения допусков.

Размерная цепь может решить одну из поставленных задач. При этом различают следующие типы задач:

- задача синтеза (прямая) – задача, при которой заданы номинальные значения составляющих звеньев и параметры замыкающего размера (номинальное значение, допустимые отклонения и т.д.) и требуется определить допуски и предельные отклонения составляющих размеров. Основное требование – назначаемые допуски должны быть технически выполнимы;

- задача анализа (обратная) – определение номинального размера, предельных отклонений и допуска замыкающего звена по известным параметрам составляющих звеньев (номинальным размерам, допускам, полям рассеяния, координатам их середин и т.д.);

– статическая задача – задача, решаемая без учета факторов, влияющих на изменение звеньев размерной цепи во времени;

– динамическая задача – задача, решаемая с учетом факторов, влияющих на изменение звеньев размерной цепи во времени.

Основными методами расчета размерных цепей являются:

– метод расчета, учитывающий только предельные отклонения звеньев размерной цепи и самые неблагоприятные их сочетания – метод расчета на максимум – минимум;

– метод расчета, учитывающий рассеяние размеров и вероятность различных сочетаний отклонений составляющих звеньев размерной цепи – вероятностный метод расчета.

4.6. Основные уравнения размерной цепи и способы назначения знаков предельных отклонений

Для проведения размерного анализа кроме размерной схемы составляется уравнение размерной цепи (вытекающее из условия замкнутости):

$$\xi_1 A_1 + \xi_2 A_2 + \dots + \xi_{m+n} A_{m+n} = 0,$$

где $A_1, A_2, \dots, A_{m+n}$ – номинальные значения всех звеньев размерной цепи;

$\xi_1, \xi_2, \dots, \xi_{m+n}$ – коэффициенты, характеризующие расположение звеньев по величине и направлению, или передаточные отношения.

В размерных цепях с параллельными звеньями (линейные цепи)

$$|\xi_1| = |\xi_2| = \dots = |\xi_{m+n}| = 1.$$

В линейных размерных цепях передаточные отношения увеличивающих составляющих звеньев равны плюс 1(+1), уменьшающих звеньев – равны минус 1(–1).

Для звеньев, повернутых относительно координатных осей, роль передаточных отношений выполняют тригонометрические функции, используемые при проектировании составляющих звеньев на соответствующие координатные оси.

Величины предельных отклонений размеров определяются по формулам, зависящим от метода решения. Знаки, приписываемые этим отклонениям, по возможности проставляют в «тело» детали или

по ходу обработки, т.е. в «+» для охватывающих размеров и в «-» для охватываемых. После назначения знаков следует делать проверки. Отклонения могут быть симметричными относительно номинального размера, т.е. $\pm T/2$. В частности, если отклонения замыкающего звена симметричны, отклонения остальных звеньев могут быть также симметричны.

Если по ходу решения задачи сначала определяют допуск, а затем отклонения, то удобно ввести в расчет координату середины поля допуска E_c , которая равна полусумме отклонений верхнего и нижнего отклонения.

При любом методе решения, кроме метода регулирования, номинальные размеры в размерной цепи связаны уравнением

$$A_{\Delta} = \sum_{i=1}^{m-1} \xi_{A_i} A_i,$$

где A – обозначение размерной цепи;

$i = 1, 2, \dots, m$ – порядковый номер звена;

ξ_{A_i} – передаточное отношение i -го звена размерной цепи.

Передаточное отношение зависит от вида размерной цепи и может иметь различное содержание и значение.

Учитывая вышеуказанные пояснения, можно записать формулу для определения номинального размера замыкающего звена, а после соответствующих преобразований – и номинального размера любого составляющего звена в следующем виде:

$$A_{\Delta} = \sum_{i=1}^n \bar{A}_i - \sum_{n+1}^{m-1} \bar{A}_i.$$

где n – число увеличивающих звеньев, а m – общее число звеньев в размерной цепи.

Координату середины поля допуска $\Delta_{o_{\Delta}}$ замыкающего звена вычисляют по формуле

$$\Delta_{o_{\Delta}} = \sum_{i=1}^{m-1} \xi_i \Delta_{o_{\Delta_i}}.$$

Допуск замыкающего звена T_{Δ} вычисляется по формулам:

при расчете по способу максимума-минимума:

$$T_{\Delta} = \sum_{i=1}^{m-1} |\xi_i| T_i ;$$

при расчете по вероятностному способу:

$$T_{\Delta} = t_{\Delta} \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \xi_i^2 \lambda_i^2 T_i^2} .$$

Коэффициент риска t_{Δ} выбирается из таблиц значений функции Лапласа $\Phi(t)$ в зависимости от принятого процента риска P .

При нормальном законе распределения отклонений и равновероятном их выходе за обе границы поля значение P (%) связано со значением $\Phi(t)$ формулой

$$P = 100[1 - 2\Phi(t)] .$$

Значение коэффициента t_{Δ} при нормальном распределении размеров замыкающего звена при различных процентах риска приведено ниже:

Риск P , %.....	32	23	16	10	5	3	2	1	0,5	0,27
Коэффициент t_{Δ} ...	1	1,2	1,4	1,65	1,96	2,17	2,32	2,57	2,81	3

При нормальном законе распределения отклонений (законе Гаусса) коэффициент λ_i^2 равен $1/9$. При распределении отклонений по закону треугольника (закону Симпсона) $\lambda_i^2 = 1/6$.

При распределении по закону равной вероятности $\lambda_i^2 = 1/3$.

Среднее значение $T_{\text{ср}}$ допуска составляющих звеньев вычисляют по следующим формулам:

при расчете по способу максимума-минимума:

$$T_{\text{ср}}^* = \frac{T_{\Delta}}{\sum_{i=1}^{m-1} |\xi_i|} ;$$

при вероятностном способе

$$T_{\text{ср}} = \frac{T_{\Delta}}{t_{\Delta} \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \xi_i^2 \lambda_i^2}} ;$$

Предельные отклонения i -го звена Δ_{ω_i} (верхнее) и Δ_{ω_i} (нижнее) вычисляют по формулам:

$$\Delta_{\omega_i} = \Delta_{0_i} + \frac{T_i}{2};$$

$$\Delta_{\omega_i} = \Delta_{0_i} - \frac{T_i}{2}.$$

Координату середины поля рассеяния замыкающего звена вычисляют по формуле

$$\Delta_{\omega_{\Delta}} = \sum_{i=1}^{m-1} \xi_i \Delta_{\omega_i}.$$

Координату центра группирования отклонений замыкающего звена $M(x)_{\Delta}$ вычисляют по формуле

$$M(x)_{\Delta} = \sum_{i=1}^{m-1} \left(\xi_i \Delta_{\omega_i} + \alpha_i \frac{|\xi_i| \omega_i}{2} \right).$$

Коэффициент относительной асимметрии i -го звена α_i вычисляют по формуле:

$$\alpha_i = \frac{M(x_i) - \Delta_{\omega_i}}{\omega_i / 2}.$$

Поле рассеяния замыкающего звена ω_{Δ} вычисляют по следующим формулам:

при расчете по способу максимума-минимума

$$\omega_{\Delta} = \sum_{i=1}^{m-1} |\xi_i| \omega_i;$$

при вероятностном способе расчета

$$\omega_{\Delta} = t_{\Delta} \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \xi_i^2 \lambda_i^2 \omega_i^2};$$

Относительное среднее квадратичное отклонение определяют по формуле

$$\lambda_i = \frac{2\sigma_i}{\omega_i},$$

где σ_i — среднее квадратичное отклонение.

Наибольшую возможную компенсацию δ_k рассчитывают по формуле

$$\delta_k = T_{\Delta}' - T_{\Delta}.$$

Величину поправки Δ_k определяют по формуле

$$\Delta_k = \frac{\delta_k}{2} + \sum_{i=1}^{m-1} \xi_i \Delta'_{o_i} - \Delta_{o_{\Delta}}.$$

Число ступеней неподвижных компенсаторов N рассчитывают по формуле:

$$N = \frac{T_{\Delta}'}{T_{\Delta} - T_{\text{комп}}},$$

где $T_{\text{комп}}$ — допуск на изготовление неподвижного компенсатора.

4.7. Метод расчета размерных цепей, обеспечивающий полную взаимозаменяемость

Чтобы обеспечить полную взаимозаменяемость, расчет ведем по методу максимума-минимума, при котором допуск замыкающего размера определяют арифметическим сложением допусков составляющих размеров. Этот метод, учитывающий только предельные отклонения звеньев размерной цепи и самые неблагоприятные их сочетания, обеспечивает замену любого звена ее звеном такого же типа и размера без выбора и подбора и без изменения его величины путем дополнительной обработки. Таким образом, при применении этого метода размеры замыкающего звена должны находиться в установленных при конструировании или в рассчитанных пределах даже в тех случаях, когда все составляющие имеют предельно допустимые размеры.

Рассмотрим расчет размерных цепей на следующем примере. Дана деталь, у которой вначале обрабатывают базовую плоскость 1; затем, по настройке от этой базы — плоскость 2 по размеру $A_2 = 28 \pm 0,14$ мм и плоскость 3 по размеру $A_1 = 60 \pm 0,2$ мм. Таким образом, имеем трехзвенную размерную цепь (рис. 4.16).

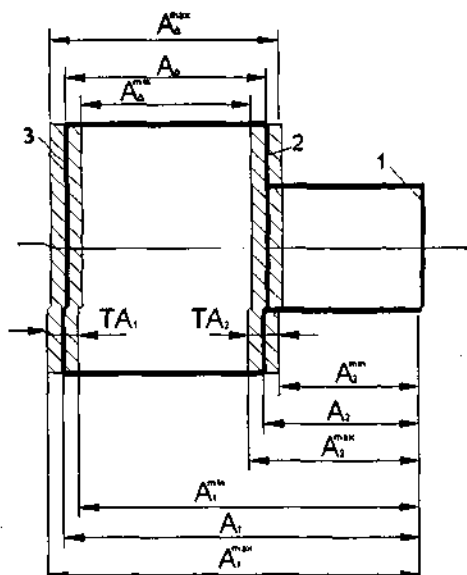


Рис. 4.16. Трехзвенная размерная цепь

Задача 1

В технологической размерной цепи размер A_{Δ} является замыкающим. Расчет номинального размера замыкающего звена проводим по формуле

$$A_{\Delta} = A_1 - A_2 = 60 - 28 = 32 \text{ мм.} \quad (4.1)$$

Составляющие размеры могут меняться в установленных допусках пределах.

При сочетании наибольших увеличивающих и наименьших уменьшающих размеров замыкающий размер имеет наибольшее значение. При сочетании наименьших увеличивающих и наибольших уменьшающих составляющих размеров – наименьшее значение (см. рис. 4.16).

$$A_{\Delta}^{\max} = \sum_{i=1}^n \bar{A}_i^{\max} - \sum_{n+1}^{m-1} \bar{A}_i^{\min}; \quad (4.2)$$

$$A_{\Delta}^{\min} = \sum_{i=1}^n \bar{A}_i^{\min} - \sum_{n+1}^{m-1} \bar{A}_i^{\max}. \quad (4.3)$$

Для данного примера: $A_{\Delta}^{\max} = 60,2 - 27,86 = 32,34$ мм;
 $A_{\Delta}^{\min} = 59,80 - 28,14 = 31,66$ мм.

Разность между предельными размерами любого звена есть допуск. Вычтем почленно из (4.2) равенство (4.3). После преобразования получим

$$TA_{\Delta} = \sum_{i=1}^n T\bar{A}_i + \sum_{n+1}^{m-1} T\bar{A}_i.$$

С учетом того что общее число звеньев цепи равно m , а общее число составляющих звеньев будет равно $(m-1)$:

$$TA_{\Delta} = \sum_{i=1}^{m-1} TA_i. \quad (4.4)$$

Таким образом, допуск замыкающего размера равен сумме допусков составляющих размеров. Так, при $TA_1 = 0,40$ мм и $TA_2 = 0,28$ мм; $TA_{\Delta} = 0,40 + 0,28 = 0,68$ мм.

Для обеспечения наименьшей погрешности замыкающего звена размерная цепь должна состоять из возможно меньшего числа звеньев, т.е. при конструировании изделий необходимо соблюдать принцип кратчайшей цепи. Кроме того, порядок обработки и сборки следует проводить так, чтобы замыкающий размер был менее ответственным.

Учитывая уравнение (4.4), запишем формулу для определения допуска любого составляющего размера A_q при условии, что известны допуски остальных размеров цепи, включая, замыкающий:

$$TA_q = TA_{\Delta} - \sum_{i=1}^{m-2} TA_i. \quad (4.5)$$

Для определения предельных отклонений замыкающего размера удобно использовать координату середины поля допуска $\Delta_{O_{A_{\Delta}}}$ и половину допуска $TA_{\Delta}/2$. ГОСТ 16319-80 устанавливает обозначения верхнего $\Delta_v(ES)$ и нижнего $\Delta_n(EI)$ предельных отклонений, а также координату середины поля допуска $\Delta_c(E_c)$ (обозначения, указанные в скобках, разрешается применять наряду с основными).

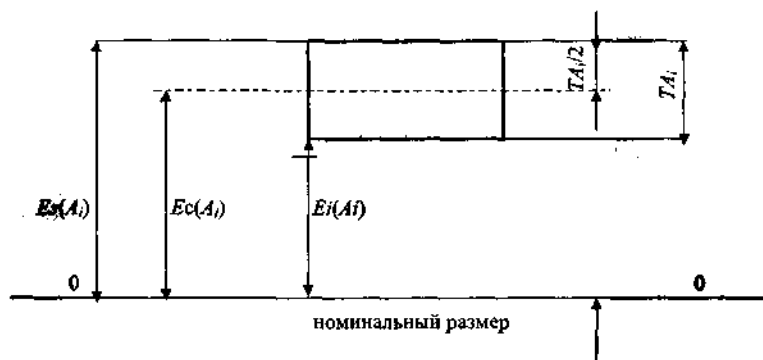


Рис. 4.17. Схема определения координаты середины поля допуска

Для любого составляющего звена:

$$ES(A_i) = E_c(A_i) + TA_i/2; \quad EI(A_i) = E_c(A_i) - TA_i/2. \quad (4.6)$$

Аналогично:

$$ES(A_\Delta) = E_c(A_\Delta) + TA_\Delta/2; \quad EI(A_\Delta) = E_c(A_\Delta) - TA_\Delta/2 \quad (4.7)$$

Выразим наибольший и наименьший размеры в виде алгебраической суммы номинального размера и верхнего отклонения, а наименьший предельный размер – в виде алгебраической суммы номинального размера и нижнего отклонения. Тогда, преобразовав уравнения (4.2) и (4.3), получим:

$$A_\Delta + ES(A_\Delta) = \sum_{i=1}^n [\bar{A}_i + ES(\bar{A}_i)] - \sum_{n+1}^{m-1} [\bar{A}_i + EI(\bar{A}_i)]; \quad (4.8)$$

$$A_\Delta + EI(A_i) = \sum_{i=1}^n [\bar{A}_i + EI(\bar{A}_i)] - \sum_{n+1}^{m-1} [\bar{A}_i + ES(\bar{A}_i)] \quad (4.9)$$

Размер A_Δ можно определить по формуле (4.1). Вычтя почленно из уравнений (4.8) и (4.9) уравнение (4.1), получим уравнение для определения соответственно верхнего и нижнего отклонений замыкающего звена:

$$ES(A_\Delta) = \sum_{i=1}^n ES(\bar{A}_i) - \sum_{n+1}^{m-1} EI(\bar{A}_i); \quad (4.10)$$

$$EI(A_\Delta) = \sum_{i=1}^n EI(\bar{A}_i) - \sum_{n+1}^{m-1} ES(\bar{A}_i). \quad (4.11)$$

По этим формулам найдем отклонения замыкающего звена размерной цепи:

$$ES(A_{\Delta}) = 0,2 - (-0,14) = 0,34 \text{ мм}; \quad EI(A_{\Delta}) = -0,2 - (+0,14) = -0,34 \text{ мм}$$

Таким образом, номинальный размер $A_{\Delta} = 0,34 \text{ мм}$.

Подставив в уравнение (4.10) и (4.11) значения предельных отклонений, выраженных через координату середины поля допуска в уравнениях (4.6) и (4.7), получим:

$$E_c(A_{\Delta}) + TA_{\Delta}/2 = \sum_{i=1}^n [E_c(\bar{A}_i) + T\bar{A}_i/2] - \sum_{n+1}^{m-1} [E_c(\bar{A}_i) - T\bar{A}_i/2];$$

$$E_c(A_{\Delta}) - TA_{\Delta}/2 = \sum_{i=1}^n [E_c(\bar{A}_i) - T\bar{A}_i/2] - \sum_{n+1}^{m-1} [E_c(\bar{A}_i) + T\bar{A}_i/2].$$

Сложив почленно последние два уравнения и разделив сумму на 2, получим выражение для определения координаты середины поля допуска замыкающего звена:

$$E_c(A_{\Delta}) = \sum_{i=1}^n E_c(\bar{A}_i) - \sum_{n+1}^{m-1} E_c(\bar{A}_i). \quad (4.12)$$

Задача 2

Эта задача наиболее важная, так как ее конечной целью является расчет допусков составляющих размеров при заданной точности сборки (заданном допуске исходного звена), т.е. обеспечение выполнения машиной ее функционального назначения. Точность составляющих звеньев должна быть такой, чтобы гарантировать заданную точность функционального исходного звена. Применяя при решении метод полной взаимозаменяемости, следует принять, что формулы (4.2) – (4.4) справедливы, т.е. предельные размеры, предельные отклонения и допуски составляющих размеров должны удовлетворять этим уравнениям. У данной задачи может быть множество решений, если не наложить дополнительные условия.

Дополнительными условиями являются нахождение арифметически, путем пропорционального деления TA_{Δ} , ориентировочных значений допусков составляющих и последующее их корректирование, учитывающее технологические возможности изготовления. При предварительном определении допусков арифметически применяют два способа: способ равных допусков и способ допусков одного квалитета.

Способ равных допусков применяют, если составляющие диаметры имеют один порядок (входят в один интервал размеров), и могут быть выполнены с одинаковой экономической точностью. Тогда условно можно принять:

$$TA_1 = TA_2 = \dots = TA_{m-1} + T_{cp} A_i.$$

Тогда из формулы (4.4) получим: $TA_{\Delta} = (m - 1)T_{cp} A_i$, откуда

$$T_{cp} A_i = TA_{\Delta} / (m - 1). \quad (4.13)$$

Полученный средний допуск $T_{cp} A_i$ корректируется для некоторых составляющих размеров в зависимости от их значений, конструктивных требований и технологических возможностей изготовления с этим допуском, но так, чтобы выполнялось условие

$$TA_{\Delta} \geq \sum_{i=1}^{m-1} TA_i.$$

Этот способ прост, но недостаточно точен, так как корректировка допусков составляющих размеров произвольна. Его можно рекомендовать для предварительного назначения допусков составляющих размеров.

Способ допусков одного качества применяют, если все составляющие цепь размеры могут быть выполнены с допуском одного качества и допуски составляющих размеров зависят от их номинального значения. При решении задач этим способом условно принимают, что возрастание допуска линейных размеров при возрастании номинального размера имеет ту же закономерность, что и возрастание допуска диаметра; эта закономерность выражена формулой для единицы допуска i . Для 5–17-го качеств

$$i = 0,45\sqrt[3]{D} + 0,001D,$$

где D – средний диаметр, мм; i – единица допуска, мкм.

Количество единиц допуска i в допусках 5–16-го качеств, т.е. величина ai , приведена ниже:

Обозначение допуска.....	IT5	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12	IT13	IT14	IT15	IT16
Значение допуска.....	7 <i>i</i>	10 <i>i</i>	16 <i>i</i>	25 <i>i</i>	40 <i>i</i>	64 <i>i</i>	100 <i>i</i>	160 <i>i</i>	250 <i>i</i>	400 <i>i</i>	640 <i>i</i>	1000 <i>i</i>

Требуемый квалитет определяем следующим образом. Допуск составляющего размера $TA_i = a_i i$.

Выразив допуски всех составляющих размеров в единицах допуска, получаем по формуле

$$TA_{\Delta} = \sum_{i=1}^{m-1} a_i \left(\sqrt[3]{A_{i, \text{cp}}} + 0.001 A_{i, \text{cp}} \right).$$

Полагая, что размеры равноточные, т.е. должны выполняться по одному квалитету, следует принять, что $a_1 = a_2 = a_3 = \dots = a_{m-1} = a_{\text{cp}}$, где a_{cp} – количество единиц допуска.

Вынося a_{cp} за знак суммы, получаем

$$TA_{\Delta} = a_{\text{cp}} \sum_{i=1}^{m-1} \left(0,45 \sqrt[3]{A_{i, \text{cp}}} + 0,001 A_{i, \text{cp}} \right) = a_{\text{cp}} \sum_{i=1}^{m-1} i_i,$$

откуда

$$a_{\text{cp}} = TA_{\Delta} / \sum_{i=1}^{m-1} i_i. \quad (4.14)$$

Для размеров до 500 мм можно принимать следующие значения единиц допуска I (табл. 4.2).

Таблица 4.2

Значения единиц допусков i в диапазоне размеров 1...500 мм

Интервалы размеров, мм	До 3	3...6	6...10	10...18	18...30	30...50	50...80
Значения единиц допуска i , мкм	0,55	0,73	0,90	1,08	1,31	1,56	1,86
Интервалы размеров, мм	80...120	120...180	180...250	250...315	315...400	400...500	–
Значения единиц допуска i , мкм	2,17	2,52	2,90	3,23	3,54	3,89	–

По a_{cp} выбирают ближайший квалитет и по таблице ГОСТ 25346–82 находят допуски номинальных составляющих размеров. При этом следует соблюдать условие

$$TA_{\Delta} \geq \sum_{i=1}^{n-1} TA_i; \quad TA_{\Delta} \geq \sum_{i=1}^{m-1} TA_i.$$

Допустимо, чтобы TA_{Δ} превышало $\sum TA_i$ на 5...6 %, если необходимо назначить допуски, взятые из стандарта, и не изменять их.

Найдя TA_1 , TA_2 и т.д. по заданным отклонениям $ES(A_{\Delta})$ и $EI(A_{\Delta})$ определяем значения и знаки верхних и нижних отклонений составляющих размеров так, чтобы они удовлетворяли уравнениям (4.10) и (4.11).

Приемлемость предельных отклонений составляющих размеров можно проверить также по формуле (4.12). Это решение более обоснованно.

4.8. Расчет линейных размерных цепей теоретико-вероятностным методом

Основные законы рассеяния размеров деталей

Закон рассеяния устанавливает зависимость между числовыми значениями случайной величины (размером детали) и частотой их появления y (плотностью вероятности p). Эмпирическую совокупность распределения размеров деталей в партии приблизительно можно описать соответствующим теоретическим законом рассеяния.

В теории размерных цепей наиболее часто применяются следующие основные законы рассеяния размеров деталей: нормальный закон, закон равной вероятности, закон треугольника, а также закон Максвелла и модуля разности нормально распределенных величин.

Нормальный закон (закон Гаусса)

Это наиболее часто встречающийся и применяемый в технических приложениях теоретический закон рассеяния случайных величин. Он характеризует рассеяние линейных и угловых размеров деталей при обработке их на настроенных станках (особенно станках-автоматах), если соблюдаются на производстве определенные условия (стабильность оборудования и приспособлений, несущественный износ режущего инструмента и т.д.).

Если при решении задач второго типа экономически целесообразно назначить на составляющие звенья цепи более широкие допуски, чем те, которые получаются при решении методом полной взаимозаменяемости, то следует применять теоретико-вероятностный или иной метод, обеспечивающий неполную взаимозаменяемость, основанную, например, на групповом подборе деталей. При изготовлении деталей происходит рассеивание их размеров, вызываемое вариациями технологических факторов, а затем наблюдается случайный

характер сочетания составляющих размеров деталей при сборке. Пользуясь вероятностными оценками, можно заметить, что, допустив малый или даже пренебрежительно малый риск (вероятность) нарушения взаимозаменяемости при сборке (например, 0,27 %), т.е. несоблюдение предельных размеров замыкающего звена, получают расширение допусков составляющих звеньев в несколько раз и удешевление изготовления деталей в еще большее число раз. Можно расширить в несколько раз допуски составляющих звеньев и соответственно снизить производственные затраты за счет непринятия в расчет маловероятных комбинаций числовых значений тех же звеньев. Основанием этого метода служат теоремы математической статистики, устанавливающие свойства дисперсии.

Полагая, что погрешности составляющих и замыкающего размеров подчиняются закону нормального распределения, а границы их вероятностного рассеяния (6σ , где σ – среднее квадратичное отклонение случайной величины) совпадают с границами полей допусков, можно принять $TA_i = 6\sigma_{A_i}$, или $\sigma_{A_i} = TA_i/6$, соответственно $TA_{\Delta} = 6\sigma_{A_{\Delta}}$ или $\sigma_{A_{\Delta}} = TA_{\Delta}/6$. Закону нормального распределения подчиняется рассеяние значений случайной величины, изменение которой зависит от большого числа факторов, когда ни один из них не имеет преобладающего значения. В данном случае распределение погрешностей замыкающего звена в размерных цепях с числом звеньев более пяти является нормальным.

Закон равной вероятности

Рассеяние размеров детали может быть описано законом равной вероятности, если среди причин, вызывающих производственные погрешности, имеется одна, резко доминирующая по силе воздействия и равномерно изменяющаяся во времени (например, влияние равномерного значительного износа режущего инструмента или нагрева).

Плотность вероятности (частота появления размера) является в этом случае постоянной величиной (рис. 4.18).

Среднее квадратичное отклонение $\sigma_i = \omega_i/2\sqrt{3}$.

При $\omega_i = T_i$ (см. рис. 4.18)

$$\sigma_i = T_i/2\sqrt{3}.$$

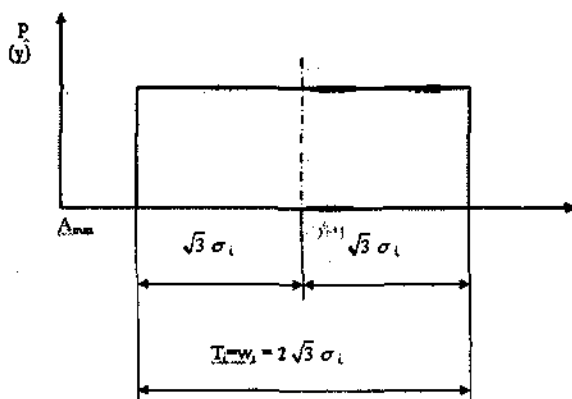


Рис. 4.18. Закон равной вероятности

Закон треугольника (Симпсона)

Закон треугольника (рис. 4.19) может возникнуть при суммировании (сочетании) двух независимых случайных величин, распределение размеров которых подчиняется закону равной вероятности.

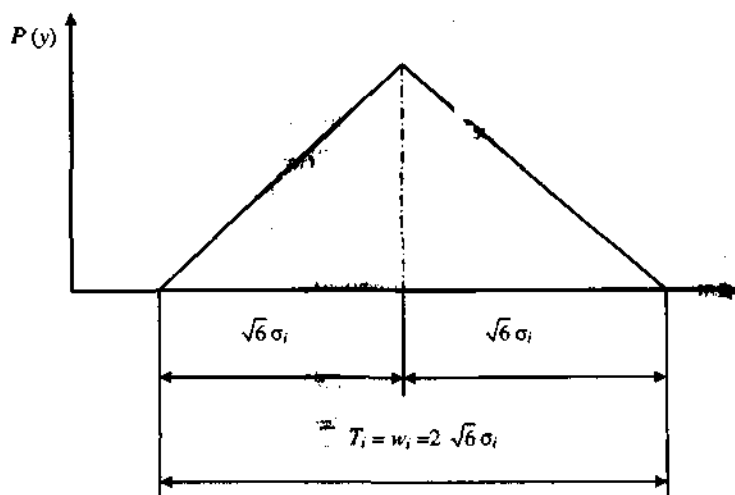


Рис. 4.19. Закон треугольника

Среднее квадратичное отклонение $\sigma_i = w_i / 2\sqrt{6}$.

При $\omega_i = T_i$ (рис. 4.18) $\sigma_i = T_i / 2\sqrt{6}$.

Нормальный закон распределения, законы равной вероятности и треугольника применяются при практических расчетах размерных цепей наиболее часто; иногда используют также законы распределения эксцентриситета (несоосность цилиндрических номинально соосных поверхностей, непараллельность плоскостей и т.д.), закон модуля разности (несимметричность поверхностей, имеющих общую плоскость симметрии, отклонение расстояний от оси цилиндрической поверхности по базовой плоскости и т.п.) и другие законы.

Как сказано выше, погрешности некоторых составляющих могут подчиняться законам, отличным от нормального, но быть близким к нему. В такой расчет вводятся коэффициенты, учитывающие характеристики этих законов. Для перехода от средних квадратичных отклонений к допускам или полям рассеяния используют коэффициенты относительного рассеяния k_i и λ_i .

Коэффициент k_i , равный (при $\omega_i = T_i$) $k_i = 6\sigma_i / T_i$, характеризует степень отличия данного закона рассеяния размеров от нормального, для которого допуск и поле рассеяния равняются $6\sigma_i$ и, следовательно, $k_i = 1$.

Коэффициент относительного рассеяния λ_i , являющийся относительным средним квадратичным отклонением, равен (при $\omega_i = T_i$) $\lambda_i = 2\sigma_i / T_i$.

Коэффициенты λ_i и k_i равны:

— для нормального закона при $T_i = 6\sigma_i$

$$\lambda_i = \frac{2\sigma_i}{T_i} = \frac{2\sigma_i}{6\sigma_i} = \frac{1}{3}; \quad k_i = \frac{6\sigma_i}{T_i} = \frac{6\sigma_i}{6\sigma_i} = 1;$$

— для закона равной вероятности при $T_i = 2\sqrt{3}\sigma_i$

$$\lambda_i = \frac{2\sigma_i}{T_i} = 2\sigma_i / 2\sqrt{3}\sigma_i = \frac{1}{\sqrt{3}}; \quad k_i = \frac{6\sigma_i}{2\sqrt{3}\sigma_i} = \sqrt{3};$$

— для закона треугольника при $T_i = 2\sqrt{6}\sigma_i$

$$\lambda_i = \frac{2\sigma_i}{T_i} = \frac{2\sigma_i}{2\sqrt{6}\sigma_i} = \frac{1}{\sqrt{6}}; \quad k_i = \frac{6\sigma_i}{2\sqrt{6}\sigma_i} = \frac{\sqrt{6}}{2}.$$

Для закона нормального распределения $k_j = 1$.

Для закона треугольника (Симпсона) $k_j = 1,22$.

Для закона равной вероятности и в том случае, если при расчете характер кривой неизвестен, $k_j = 1,73$.

В связи с тем что в стандартах и методических указаниях используется коэффициент λ_i , в дальнейшем в формулах и примерах расчетов употребляется только коэффициент относительного рассеяния λ_i .

Положение центра группирования и поле рассеяния в производственных задачах определяются для каждого из размеров, составляющих цепь, путем математической обработки результатов измерения размеров деталей выборочной или установочной партии. При решении учебных задач принимаем, что погрешности всех звеньев цепи подчиняются закону нормального распределения.

После ряда преобразований зависимостей, связывающих дисперсии замыкающего и составляющих звеньев, получим уравнение для определения допуска замыкающего размера:

$$TA_{\Delta} = \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} (TA_i)^2}. \quad (4.15)$$

Применение вероятностного метода расчета размерных цепей по сравнению с методом полной взаимозаменяемости позволяет:

- при решении задач первого типа по известным допускам составляющих определить более узкий, но более вероятный диапазон рассеивания или допуск замыкающего звена;
- при решении задач второго типа по заданному допуску замыкающего звена назначить более грубые, т.е. технологически легче выполнимые, допуски составляющих.

Эти положения вытекают из замены алгебраического суммирования допусков квадратичным суммированием, т.е. заменой формулы (4.1) на формулу (4.15). Формула выведена в предположении, что распределение действительных размеров подчиняется закону Гаусса, центр группирования совпадает с серединой поля допуска, а поле рассеяния – со значением допуска.

Эффективность применения принципов теории вероятностей при расчете допусков размерных цепей покажем на следующем примере. Предположим, что размерная цепь состоит из четырех составляющих звеньев с допусками $TA_1 = TA_2 = TA_3 = TA_4$. Тогда по формуле (4.15) допуск замыкающего звена

$$TA_{\Delta} = \sqrt{(TA_i)^2} = 2TA_i,$$

откуда $TA_i = TA_{\Delta} / 2$.

При решении задачи методом максимум-минимум

$$TA_{\Delta} = TA_1 + TA_2 + TA_3 + TA_4 = 4TA_i \text{ откуда } TA_i = TA_{\Delta} / 4.$$

Применение теории вероятности в приведенном примере позволяет при одном и том же допуске замыкающего звена расширить в два раза допуск составляющих размеров; при этом только у 0,27% (т.е. у трех из тысячи) деталей размерных цепей предельные размеры замыкающего звена могут быть не выдержаны, т.е. имеется возможность возникновения брака.

Задача I.

В задачах первого типа по формуле (4.15) определяем TA_{Δ} , затем по формуле (4.12) определяем $E_c A_{\Delta}$ и по формулам (4.7) определяются ESA_{Δ} и EIA_{Δ} .

В задачах второго типа, определив значения всех TA_i (способом равных допусков или каким-либо иным способом), подбираем значения $E_c A_i$, удовлетворяющее уравнению (4.12). При этом можно использовать приведенные выше способы назначения отклонений, т.е. назначить:

- для охватывающих размеров $E_c A_i = +TA_i / 2$;
- для охватываемых размеров $E_c A_i = -TA_i / 2$.

Затем по формулам (4.6) определяем ESA_i и EIA_i .

При симметричном расположении отклонений замыкающего звена ~~на~~ $E_c A_{\Delta} = 0$, можно принять для всех составляющих $E_c A_i = 0$.

При решении задач второго типа применяют те же методы, что и при расчетах методом полной взаимозаменяемости с некоторым изменением расчетных формул. Так, при применении метода допусков одного качества вместо формулы (4.14) (учитывая изменение между допусками составляющих и замыкающих) получаем

$$a_{cp} = \frac{TA_{\Delta}}{\sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} i_i^2}},$$

а при применении способа равных допусков, формулу (4.13) следует заменить формулой

$$TA_i = \frac{TA_{\Delta}}{\sqrt{m-1}}.$$

Задача 2

При способе равных допусков принимают, что величины TA_i , $E_s(A_i)$ и k_i (коэффициент относительного рассеивания; для нормального распределения он равен 1) для всех составляющих размеров одинаковы. По заданному допуску TA_Δ определим средние допуски $T_{cp}A_i$, удовлетворяющие равенству (4.15).

Уравнение для определения $T_{cp}A_i$ получаем из равенства (4.15) по аналогии с уравнением (4.13):

$$TA_\Delta = \sqrt{(m-1)(T_{cp}A_i)^2},$$

откуда
$$T_{cp}A_i = \frac{TA_\Delta}{\sqrt{(m-1)}}. \quad (4.16)$$

Найденные значения корректируем по заданным требованиям конструкции, экономической точности и т.д.

При способе назначения допусков одного качества расчет в общем аналогичен решению задачи 2 методом полной взаимозаменяемости, по формуле (4.15) имеет другой вид. Подставив в уравнение (4.15) значение $TA_i = a_{cp} (0,45\sqrt[3]{D} + 0,001D)$ и решив его относительно a_{cp} , получим

$$a_{cp} = TA_\Delta / \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} (0,45\sqrt[3]{D} + 0,001D)^2}. \quad (4.17)$$

Пример. Обеспечить требуемый зазор между торцами зубчатого колеса и простановочного кольца механизма (рис. 4.20).

Замыкающим звеном в данном механизме является размер A_Δ , который связывает торцы зубчатого колеса и дистанционного (простановочного) кольца. Исходя из служебного назначения механизма, следует, что минимальный зазор должен быть равным нулю (0), а максимальный минус 0,2 (-0,2) мм.

Таким образом, поле допуска замыкающего размера будет равно $T_{A_\Delta} = 0,2 - 0 = 0,2$ мм, а координата середины поля допуска:

$$\Delta_{0,A_\Delta} = \frac{0,2+0}{2} = +0,1 \text{ мм.}$$

размера между составляющими звеньями размерной цепи. Результатом этого могут послужить следующие допуски: $T_{A_1} = 0,03 \text{ мм}$, $T_{A_2} = 0,15 \text{ мм}$, $T_{A_3} = 0,02 \text{ мм}$.

Принимаем координаты средин полей допусков, $\Delta_{OA_1} = -0,015 \text{ мм}$, $\Delta_{OA_2} = +0,075 \text{ мм}$.

Координату середины поля допуска третьего звена находим из уравнения

$$\Delta_{OA_3} = \sum_{i=1}^n \bar{\Delta}_{OA_i} - \sum_{n+1}^{m-1} \bar{\Delta}_{OA_i} = -\Delta_{OA_1} + \Delta_{OA_2} - \Delta_{OA_3};$$

$$0,1 = 0,015 + 0,075 - \Delta_{OA_3}.$$

Решаем это уравнение относительно Δ_{OA_3} , получаем:

$$\Delta_{OA_3} = -0,01 \text{ мм}.$$

Правильность данного решения проверяем по формулам:

$$\Delta_{HA_3} = \Delta_{OA_3} - \frac{T_{A_3}}{2} = 0,015 + 0,075 + 0,01 - \frac{0,03 + 0,15 + 0,02}{2} = 0.$$

$$\Delta_{BA_3} = \Delta_{OA_3} + \frac{T_{A_3}}{2} = 0,015 + 0,075 + 0,01 + \frac{0,03 + 0,15 + 0,02}{2} = 0,2 \text{ мм}.$$

Из данной проверки следует, что допуски подобраны верно.

2. Метод неполной взаимозаменяемости.

В начале решения задачи мы должны задать значение коэффициента риска t_Δ и относительного среднего квадратичного отклонения λ_{A_i} . Будем считать, что в данном случае риск, равный 1 %, при котором $t_\Delta = 2,57$, экономически оправдан.

Считаем, что условия изготовления деталей таковы, что распределение отклонений размеров близко к закону Гаусса. В этом случае $\lambda_{A_i}^2 = 1/9$.

Значения полей допусков составляющих звеньев определяем любым известным способом: подбором, способом равных допусков или способом равных квалитетов.

Решив математически эту задачу, корректируем полученные значения с учетом технических возможностей изготовления, экономических требований и целесообразности. Результатом данной работы

будем считать следующие величины полей допусков: $T_{A_1} = 0,1 \text{ мм}$;
 $T_{A_2} = 0,20 \text{ мм}$; $T_{A_3} = 0,06 \text{ мм}$.

По вышеуказанной формуле проверяем правильность подбора допусков:

$$T_{A_{\Delta}} = t_{\Delta} \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \xi_{Ai}^2 \lambda_{Ai}^2 T_{Ai}^2} = 2,57 \sqrt{1/9(0,1^2 + 0,2^2 + 0,06^2)} = 0,2 \text{ мм}.$$

Для первого A_1 и второго A_2 звеньев устанавливаем координаты середины полей допусков: $\Delta_{0A_1} = 0$; $\Delta_{0A_2} = 0,1 \text{ мм}$.

Значение середины поля допуска для третьего звена определяем из уравнения:

$$\Delta_{0A_{\Delta}} = -\Delta_{0A_1} + \Delta_{0A_2} - \Delta_{0A_3};$$

$$0,1 = 0 + 0,1 - \Delta_{0A_3}; \Delta_{0A_3} = 0.$$

Правильность установленных допусков может быть проверена по формуле:

$$\Delta_{HA_{\Delta}} = \left(\sum_{i=1}^n \bar{\Delta}_{OA_i} - \sum_{n+1}^{m-1} \bar{\Delta}_{OA_i} \right) - t_{\Delta} \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \xi_{Ai}^2 \lambda_{Ai}^2 \left(\frac{T_{Ai}^2}{2} \right)} = 0,1 - 0,1 = 0;$$

$$\Delta_{BA_{\Delta}} = \left(\sum_{i=1}^n \bar{\Delta}_{OA_i} - \sum_{n+1}^{m-1} \bar{\Delta}_{OA_i} \right) + t_{\Delta} \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \xi_{Ai}^2 \lambda_{Ai}^2 \left(\frac{T_{Ai}^2}{2} \right)} = 0,1 + 0,1 = 0,2 \text{ мм}.$$

В результате можем назначить поля допусков для всех составляющих звеньев:

$$A_1 \pm 0,05; A_2^{+0,2}, A_3 \pm 0,03.$$

3. Метод групповой взаимозаменяемости (селективная сборка).

Сущность метода групповой взаимозаменяемости заключается в изготовлении деталей со сравнительно широкими технологически выполнимыми допусками, выбираемыми из соответствующих стандартов, сортировке деталей на равное число групп с более узкими групповыми допусками и сборке их (после комплектования) по одноименным группам. Такую сборку и называют селективной. Метод групповой сборки применяют, когда средняя точность размеров цепи очень высокая и экономически неприемлемая.

При селективной сборке (в посадках с зазором и натягом) наибольшие зазоры и натяги уменьшаются, а наименьшие увеличиваются, приближаясь с увеличением групп сортировки к среднему значе-

нию зазора и натяга для данной посадки, что делает соединения более стабильными и долговечными. В переходных посадках максимальные зазоры и натяги уменьшаются, приближаясь с увеличением числа групп сортировки к значению зазора и натяга, которое соответствует серединам полей допусков деталей.

При селективной сборке расчет размерных цепей выполняют обычно методом максимума-минимума.

Первым этапом при решении задачи данным методом является необходимость установления числа групп, на которые мы должны рассортировать детали после изготовления и назначить значение производственного допуска на замыкающее звено.

Число групп n , на которые рассортировываются детали, обработанные с экономически приемлемыми допусками, определяется при установленном допуске исходного (замыкающего) звена T_{A_0} по формуле (с округлением до целого числа)

$$n = \sum_{i=1}^m T_i / |T_{A_0}|,$$

где T_i — экономически приемлемые производственные допуски составляющих звеньев.

При большом числе групп сортировки групповой допуск незначительно отличается от допуска при меньшем числе групп, а организация контроля и сложность сборки значительно возрастает. Практически $n_{\max}$ принимают в пределах от 2 до 5 и лишь в отдельных случаях (например, производство подшипников) число групп может быть увеличено до 10...15.

Допуск составляющего размера (групповой допуск) в пределах группы равен $T_{гpi} = T_i / n$. Тогда, исходя из выше указанных формул

$$\sum_{i=1}^m T_{гpi} = T_{A_0}.$$

При решении размерной цепи методом групповой взаимозаменяемости рекомендуется соблюдать равенство сумм допусков увеличивающих и уменьшающих звеньев:

$$\sum_{i=1}^k |\xi_i| \bar{T}_i' = \sum_{k+1}^{m-1} |\xi_i| \bar{T}_i',$$

где $\bar{T}_i'$ и $\bar{T}_i''$ — допуски увеличивающих и уменьшающих звеньев.

При невыполнении этого условия не обеспечивается однотипность (однородность) соединений, т.е. в этом случае предельные размеры замыкающих звеньев в различных группах не совпадают.

Пример

По конструктивным соображениям для номинального диаметра 65 мм нужна посадка с наименьшим натягом 57 мкм и наибольшим 117 мкм. Этим требованиям соответствует посадка $H7/u7$, но для данного производства она технологически трудно выполнима. Можно подобрать посадку $H8/u8$, которая при разбивке допуска на две группы и сборке деталей одноименных групп обеспечивает натяг в приемлемых пределах 64...110 мкм в каждой группе при расширении допусков на изготовление примерно на 50 %.

Селективную сборку применяют не только в сопряжениях гладких деталей цилиндрической формы, но и в более сложных по форме (например, резьбовых). Селективная сборка позволяет в n раз повысить точность сборки (точность соединения) без уменьшения допусков на изготовление деталей или обеспечить заданную точность сборки (точность соединения) при расширении допусков до экономически целесообразных величин. При методе групповой взаимозаменяемости детали соединяются без пригонки и регулирования. Расчетное значение допуска составляющего звена увеличивается в несколько раз до экономически целесообразного производственного допуска. Преимуществом этого метода является возможность достижения высокой точности замыкающего звена при целесообразных допусках составляющих звеньев. Вместе с тем селективная сборка имеет недостатки и предполагает дополнительные издержки производства. Сортировка деталей увеличивает затраты на новую измерительную технику и требует использования дорогостоящих контрольных автоматов. Увеличиваются затраты труда контролеров. Растут накладные расходы в связи с дополнительными затратами на хранение отсортированных деталей. Увеличивается объем незавершенного производства. Метод применяется в массовом и крупносерийном производстве с малозвенными размерными цепями (3—4 звена) с высокой точностью замыкающего размера.

4. Метод пригонки.

При этом методе предписанная точность исходного размера достигается дополнительной обработкой при сборке детали по одному из заранее намеченных составляющих размеров цепи, т.е. изменением компенсирующего звена путем снятия слоя металла. Здесь детали

по всем размерам, входящим в цепь, изготавливают с допусками, экономически приемлемыми для данных условий производства. Чтобы осуществлять пригонку по предварительно выбранному размеру, необходимо по этому размеру оставлять припуск, достаточный для компенсации исходного звена. Припуск должен быть минимальным для сокращения объема пригоночных работ.

Этот способ можно применять только в единичном и мелкосерийном производстве, когда нельзя использовать иные способы обеспечения требуемой точности.

Для достижения необходимой точности в пределах заданных отклонений исходного звена размер одного из звеньев, называемого компенсирующим, преднамеренно изменяется. При этом детали, размеры которых являются составляющими данной размерной цепи, изготавливаются с экономически приемлемыми в данных производственных условиях допусками.

Изменение размера компенсатора при сборке осуществляют шлифовкой, подрезкой, опиловкой, шабровкой, притиркой и другими способами пригонки компенсирующих деталей (колец, втулок, планок, корпусов и т.д.).

При выборе способа пригонки следует учитывать, что точность изменения (получения) размера компенсатора при сборке $T_{\text{пр}}$ не должна превышать заданного допуска исходного звена $|T_{\Delta}|$, т.е. $T_{\text{пр}} \leq |T_{\Delta}|$.

В качестве пригоняемых могут быть выбраны детали, размеры которых являются составляющими цепи, или дополнительно вводимые в размерную цепь детали при условии выполнения равенства

$$A_{\Delta} = \sum_1^n \bar{A}_i - \sum_{n+1}^{n+p} \bar{A}_i.$$

Для этого одно или несколько составляющих звеньев соответственно корректируется.

Требуемая величина изменения размера компенсирующего звена, называемая величиной компенсации δ_k , может быть определена по формуле:

$$\delta_k = T_{\Delta} - |T_{\Delta}|,$$

где T_{Δ} – допуск замыкающего звена, определяемый с учетом допуска компенсирующего звена.

Для обеспечения пригонки необходимо расположить поле допуска заготовки компенсатора относительно его номинального размера таким образом, чтобы обеспечить на компенсирующем звене достаточный слой материала (припуск на пригонку). Расположение поля допуска компенсатора будет зависеть от характера компенсирующего звена, (т.е. звено будет являться увеличивающим или уменьшающим) и направленности изменения размера компенсатора при пригонке (увеличивается размер или уменьшается).

Пример

Решим задачу обеспечения требуемого зазора между торцами зубчатого колеса и простановочного кольца механизма по следующим данным:

номинальные размеры назначаем по конструктивным соображениям и расчетам на прочность: $A_1 = 38$ мм, $A_2 = 50$ мм, $A_3 = 12$ мм. Как было сказано выше, исходя из служебного назначения механизма, минимальный зазор A_{Δ} должен быть равен 0, а максимальный – 0,2. Звено A_2 будет увеличивающим, A_1 и A_3 будут уменьшающими.

В данной задаче исходным звеном является размер A_{Δ} , связывающий торцы зубчатого колеса и простановочного кольца. Принимаем номинальный размер исходного звена, равный 0.

Принимаем номинальный размер этого звена $A_{\Delta} = 0$. Тогда, согласно заданию,

$$[A_{\Delta\max}] = 0,2 \text{ мм}; [A_{\Delta\min}] = 0,00 \text{ мм};$$

$$ES_{A_{\Delta}} = +0,2 \text{ мм}; EI_{A_{\Delta}} = 0 \text{ мм};$$

$$[\Delta_{0A_{\Delta}}] = +0,1 \text{ мм}; TA_{\Delta} = 0,2 \text{ мм}.$$

Составляем уравнение размерной цепи: $A_{\Delta} = A_2 - (A_1 + A_3)$.

Проверяем правильность назначения номинальных размеров: $50 - (38 + 12) = 0 = A_{\Delta}$.

Если проверка дает неудовлетворительные результаты, в значения номинальных размеров одного или нескольких звеньев вносим необходимые коррективы.

Далее рассчитываем допуски составляющих размеров по одному из известных способов. Применим в данном случае способ равных квалитетов. Определим среднее число единиц допуска составляющих размеров:

$$a_{\text{ср}} = \frac{T_{A_{\Delta}}}{\sum_1^3 (0,45\sqrt{D_n} + 0,001D_n)} = \frac{200}{1,56 + 1,56 + 1,08} \approx 40.$$

По справочным таблицам находим, что такое число единиц допуска соответствует примерно 9-му качеству. Считаем, что такая точность в реальных условиях целесообразна.

Если рассчитанная точность размеров не отвечает экономически рентабельным процессам обработки деталей, то необходимо или изменить конструкцию с целью уменьшения числа звеньев, или применить иные методы достижения точности исходного звена.

Таким образом, допуски составляющих размеров с учетом степени сложности изготовления принимаем: $T_1 = 0,062$ мм; $T_2 = 0,062$ мм; $T_3 = 0,043$ мм.

Проверяем правильность назначения допусков составляющих звеньев:

$$T_{A_{\Delta}} = 0,062 + 0,062 + 0,043 = 0,167 \text{ мм} \leq |T_{A_{\Delta}}|.$$

5. Методы регулирования.

Методом регулирования называют метод, при котором требуемая точность замыкающего звена размерной цепи достигается введением в цепь компенсирующего звена K или регулирующего устройства для того, чтобы путем изменения размера K (без снятия слоя материала) или положения звена получить замыкающий размер, который будет находиться в установленных пределах. Роль компенсатора обычно выполняет специальное звено в виде прокладки, регулируемого упора, клина т.д. При этом по всем остальным размерам цепи детали обрабатывают по расширенным допускам, экономически приемлемым для данных производственных условий.

Соотношение между допусками замыкающего звена, составляющих звеньев и возможным изменением размера компенсирующего звена имеет вид

$$TA_{\Delta} = \sum TA_i - V_K. \quad (4.18)$$

Следует учитывать, что изменение размера K , т.е. необходимая компенсация, обозначенная V_K в формуле (4.18), не является допуском K , так как величина V_K зависит не от предельных значений случайных погрешностей величины K , а устанавливается в соответствии

с требуемой величиной компенсации, чем и объясняется знак минус перед V_k . Допуском на изготовление самого компенсатора в учебных задачах можно пренебречь.

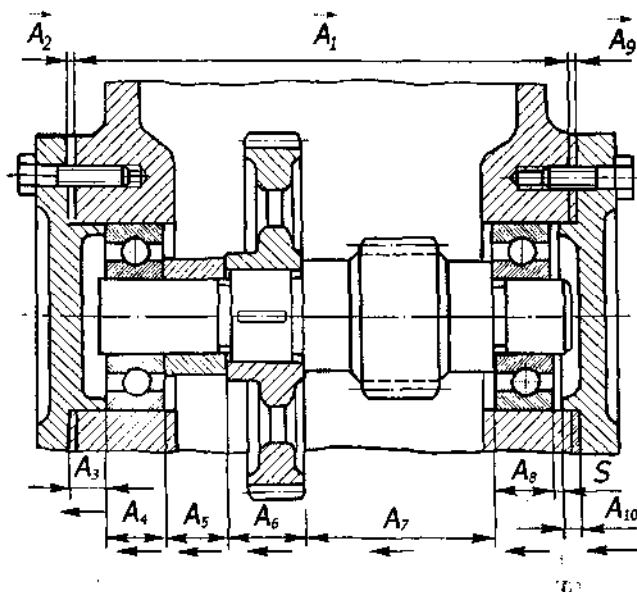


Рис. 4.21. Размерная цепь редуктора

Номинальный размер компенсирующего звена K в соответствии с выражением (1)

$$A_{\Delta} = \sum_1^n A_{j_{ув}} - \sum_{n+1}^{n+p} A_{j_{ум}} \pm K. \quad (4.19)$$

Значение K берут со знаком плюс, если размер является увеличивающим, и со знаком минус, если он уменьшающий. Формулы для определения предельных размеров и отклонений в соответствии с формулами (4.2), (4.3), (4.10), (4.11) имеют вид

– для K –увеличивающего звена

$$A_{\Delta}^{\max} = \sum_1^n A_{j_{ув}}^{\max} + K^{\min} - \sum_{n+1}^{n+p} A_{j_{ум}}^{\min}; \quad (4.20)$$

$$ES(A_{\Delta}) = \sum_1^n ES(A_j)_{yв} - \sum_{n+1}^{n+p} EI(A_j)_{yм} + EI(K); \quad (4.21)$$

— для K —уменьшающего звена

$$A_{\Delta}^{\min} = \sum_1^n A_j^{\min}_{yв} - K^{\min} - \sum_{n+1}^{n+p} A_j^{\max}_{yм}; \quad (4.22)$$

$$ES(A_{\Delta}) = \sum_1^n ES(A_j)_{yв} - ES(K) - \sum_{n+1}^{n+p} EI(A_j)_{yм}; \quad (4.23)$$

Вычитая почленно уравнение (4.21) из (4.20), уравнение (4.23) из (4.22), с учетом равенства $n + p = m - 1$ в обоих случаях получим

$$TA_{\Delta} = \sum_1^{m-1} TA_j - V_{\kappa}, \quad (4.24)$$

где TA_{Δ} — заданный допуск исходного размера, определенный исходя из эксплуатационных требований; TA_j — принятые расширенные технологически выполнимые допуски составляющих размеров; V_{κ} — наибольшее возможное расчетное отклонение, выходящее за пределы поля допуска исходного звена, подлежащее компенсации.

В этом случае должно быть выполнено условие

$$V_{\kappa} \geq \sum_1^{m-1} TA_j - TA_{\Delta}. \quad (4.25)$$

Замыкающий размер изменяют (регулируют) с помощью компенсаторов. Для компенсации погрешностей линейных, диаметральных или угловых размеров, а также отклонений от соосности и других погрешностей применяют неподвижные и подвижные компенсаторы разных видов. Наиболее часто применяемым видом компенсатора является набор прокладок, т.е. жесткий, неподвижный компенсатор со ступенчатым регулированием размера. Такой компенсатор выполняется в виде одного из двух конструктивных типов:

а) набор прокладок состоит из одной постоянной прокладки и нескольких сменных. Количество сменных прокладок, поставленных в процессе сборки, зависит от действительных размеров деталей собираемого экземпляра изделия;

б) набор прокладок состоит из ряда прокладок (простановочных колец), размеры которых изменяются от меньшей прокладки к большей. Разность размеров двух последовательных прокладок равна V_k/n . При сборке устанавливается одна прокладка из ряда в зависимости от действительных размеров деталей собираемого экземпляра изделия.

Толщина s каждой сменной прокладки должна быть меньше допуска исходного размера, т.е. $s < TA_\Delta$. В противном случае после установки прокладки может быть получен исходный размер, превышающий наибольшее допускаемое значение. Для регулирования лучше иметь большее количество более тонких прокладок. Суммарная толщина всех прокладок $Ns = V_k$, где N – число прокладок. Тогда $s = (V_k/N) < TA_\Delta$ или $N \geq (V_k/TA_\Delta)$. Обычно принимают

$$N = (V_k/TA_\Delta) + 1. \quad (4.26)$$

Затем определяют

$$s = V_k/N. \quad (4.27)$$

Формулу (4.26) применяют, когда допуск TK на изготовление компенсатора мал по сравнению с допуском TA_Δ ; в других случаях знаменателем дроби в формуле (26) должна быть разность $TA_\Delta - V_k$. После округления значения s до меньшего нормального ближайшего размера, получаем окончательное число сменных прокладок $N = (V_k/s)$. Округлять величину s следует для того, чтобы размер прокладки был реальным, выраженным в миллиметрах и не содержал более двух знаков после запятой.

Метод регулирования позволяет достигать высокой точности механизма и поддерживать ее во время эксплуатации при расширенных допусках всех размеров цепи.

К недостаткам метода следует отнести увеличение числа деталей в машине, что усложняет конструкцию, сборку и эксплуатацию.

Пример. На рис. 4.21 изображена размерная цепь редуктора. Номинальные размеры, мм: $A_1 = 490$, $A_3 = 48$, $A_4 = 52$, $A_5 = 55$, $A_6 = 80$, $A_7 = 180$, $A_8 = 52$, $A_{10} = 32$.

Зазор S может изменяться от 0,5 до 1,5 мм. Полагая номинальный размер зазора 1 мм, получаем $S = A_\Delta = 1 \pm 0,5$.

Решение. Суммарная величина $A_2 + A_9$ является компенсатором. В данной цепи K – увеличивающее звено. Увеличивающим также является звено A_1 , все остальные звенья – уменьшающие.

Определим по формуле (4.19) номинальную величину K .

$$1 = 490 - (48 + 52 + 55 + 80 + 180 + 52 + 32) + K$$

откуда

$$K = 499 + 1 - 490 = 10 \text{ мм.}$$

Распределим номинальный размер K так, чтобы $A_2 = 5$ и $A_9 = 5$ мм. Предположим, что изготовление деталей, входящих в данный редуктор, производится по 11-му качеству. Определим по справочным таблицам величины допусков, поставим предельные отклонения в «тело» деталей, т.е. по ходу обработки сопрягаемых поверхностей.

Размеры A_4 и A_8 , являются шириной кольца подшипника, и допускаемые отклонения их по таблицам ГОСТ равны $ES = 0$, $EI = -0,19$. Данные для расчета удобнее расположить в таблице (табл. 4.3).

Таблица 4.3

Данные для расчета

Размеры	Номинальный размер, мм	Звено в цепи	Отклонения, мкм		Допуск, мкм
			ES	EI	
A_1	490	Увеличивающее	0	-400	400
A_2	5	K рассчитывается			
A_3	48	Уменьшающее	+160	0	160
A_4	52	“	0	-190	190
A_5	55	“	0	-190	190
A_6	80	“	0	-190	190
A_7	180	“	0	-250	250
A_8	52	“	0	-190	190
A_9	5	K рассчитывается			
A_{10}	32	Уменьшающее	+160	0	160
$A_{\Delta} = S_{\Delta}$	1	Замыкающее	+500	-500	1000

Подсчитываем величины, необходимые для расчета:

$$TA_{\Delta} = 1000 \text{ мкм}; \sum TA_i = 1730 \text{ мкм.}$$

$$\sum ESA_{i_{ув}} = 0; \sum EIA_{i_{ув}} = -400;$$

$$\sum ESA_{i_{ум}} = +320; \sum EIA_{i_{ум}} = -1010$$

По формулам (4.21) получаем (K – увеличивающее):

$+500 = 0 - (-1010) + EIK$, откуда $EIK = -510$;

$-500 = -400 - 320 + ESK$, откуда $ESK = +220$.

Проверяем величину $V_k = 220 - (-510) = 730$ по формуле (4.18), получаем $1000 = 1730 - 730$. Следовательно, $K_{\max} = 10,22$; $K_{\min} = 9,49$.

Примем $A_{2\min} = 5 = S_1$; $A_{2\min} = 4,4 = S_2$ за постоянные прокладки.

Число сменных прокладок подсчитаем по формуле (4.27):
 $n = 730/1000 + 1 \approx 2$.

Толщину сменных прокладок подсчитаем по формуле (4.28):
 $S = 730 : 2 = 365 \approx 0,4$ мм.

Проверим расчет компенсатора:

$S_1 + S_2 + nS = 5 + 4,4 + 2 \cdot 0,4 = 10,2 < K_{\max}$, т.е. величина K мала.

Следовательно, надо либо иметь три прокладки по 0,4 мм, либо увеличить толщину прокладок до 0,5 мм.

4.9. Особенности расчета динамических размерных цепей

К динамическим относятся задачи, решаемые с учетом факторов, влияющих на изменение звеньев размерной цепи во времени. При расчете конструкторских размерных цепей статистическая задача сводится к определению допусков на размеры и расположения поверхностей с учетом только погрешностей изготовления.

При расчете динамических размерных цепей помимо погрешностей изготовления учитываются погрешности, обусловленные действием динамических факторов; при этом величина наработки (ресурса) задается или устанавливается расчетом. Расчет динамических размерных цепей проводится с целью назначения допусков в пределах заданной наработки, чтобы величина замыкающего звена не выходила за пределы эксплуатационного допуска.

При расчете динамических размерных цепей решаются следующие задачи:

- заданы величины и характеристики замыкающего звена, при которых обеспечивается нормальное функционирование объекта. Эта величина должна соблюдаться в течение определенного времени. Необходимо установить характеристики составляющих звеньев;

- заданы статистические и динамические характеристики составляющих звеньев. Требуется установить характеристики замыкающего звена.

При решении динамической задачи номинальные размеры составляющих и замыкающего звеньев принимаются постоянными, а также считается, что передаточное отношение в процессе эксплуатации не изменяется.

Методы расчета динамических размерных цепей выбираются в зависимости от целей расчета, формы задания исходных данных модели динамической размерной цепи.

Расчет динамических размерных цепей осуществляют в следующем порядке:

выявляют факторы, способные привести к динамическим погрешностям; устанавливают расчетным путем величины динамических погрешностей и параметры их распределения; рассчитывают величину поля рассеяния и координату середины поля рассеяния динамической погрешности замыкающего звена, обусловленную действием динамических погрешностей составляющих звеньев. Из допуска на замыкающее звено выделяют случайную величину, определяемую статическими погрешностями, и находят параметры составляющих звеньев.

Пример. Рассчитать допуск на звенья эксплуатационной размерной цепи, определяющей зазор между торцами шестерни и дистанционными (проставочными) кольцами узла. При этом необходимо обеспечить такую величину зазора между торцами шестерни и дистанционными кольцами, чтобы при коэффициенте риска $Z = 3$ гарантировать ресурс узла $t_{\text{ср}} = 500$ ч. Предельное функциональное отклонение замыкающего звена в результате износа и деформации в процессе эксплуатации $\Delta_{B_{4A}}^{\text{lim}} = 400$ мкм.

Для решения поставленной задачи составляем схему размерной цепи и проводим анализ составляющих ее звеньев. Данная размерная цепь является плоской с линейными размерами, в которой составляющие звенья A_1 , A_2 и A_4 — уменьшающие, а A_3 — увеличивающее. Номинальные размеры составляющих звеньев принимаются конструктивно или получаются в результате расчета: $A_1 = 40$ мм, $A_2 = 4$ мм, $A_3 = 48$ мм, $A_4 = 4$ мм.

Передаточные отношения ξ_i равны $\xi_{1,2,4} = -1$; $\xi_3 = +1$.

Исходя из эксплуатационных факторов звенья A_1 , A_2 , A_4 изнашиваются и деформируются, а звено A_3 не изменяет своих размеров.

Определим номинальный размер замыкающего звена:

$$A_{\Delta} = \sum_{i=1}^{m-1} \xi_i A_i = A_3 - (A_1 + A_2 + A_4) = 48 - (10 + 4 + 4) = 0 \text{ мм.}$$

Определяем величину допуска замыкающего звена

$$T_{A_{\Delta}}^c = \Delta_{BA_{\Delta}}^{\text{lim}} - \Delta_{0A_{\Delta}}^{\text{II}} = 400 - m_{v_{\Delta}};$$

$$t_{\text{ср}}^{\beta} = 400 - 0,001 \cdot 500^{1,2} = 125 \text{ мкм,}$$

где $m_{v_{\Delta}} = 0,01 \text{ мкм/ч}$ – среднее значение скорости изменения зазора в процессе эксплуатации (задано); $\beta = 1,2$ – значение показателя технического состояния.

Далее определяем координату середины поля допуска замыкающего звена из условия обеспечения среднего ресурса:

$$\Delta_{BA} = \Delta_{BA_{\Delta}}^{\text{lim}} - \frac{T_{A_{\Delta}}}{2} - \Delta_{A_{\Delta}}^{\text{II}} = 400 - \frac{125}{2} - 275 = 62,5 \text{ мкм.}$$

Выбор материала производим исходя из условия

$$m_{v_{A_{\Delta}}} = \sum_{i=1}^P m_{v_{A_{\Delta}}},$$

т.е. среднее значение скорости изменения зазора должно быть равно сумме средних скоростей изменения размеров каждого от $i = 1, \dots, P$ составляющего звена.

Принимаем такие материалы и пары трения, чтобы:

$$m_{v_1} = 0,002 \text{ мкм/ч; } m_{v_2} = 0,004 \text{ мкм/ч;}$$

$$m_{v_3} = 0 \text{ мкм/ч; } m_{v_4} = 0,004 \text{ мкм/ч.}$$

$$\text{Проверяем: } 0,01 = 0,002 + 0,004 + 0 + 0,004$$

Назначаем координаты середин полей допусков составляющих звеньев Δ_{0A_i} , исходя из условия: $\Delta_{v_{A_{\Delta}}} = \sum_{i=1}^{m-1} \xi_i \Delta_{0A_i}$.

Проводим проверку:

$$\Delta_{v_{A_{\Delta}}} = \sum_{i=1}^{m-1} \xi_i \Delta_{0A_i} = (-1)(-20) + (-1)(-22,5) + (-1)(-20) + 0(+1) = 62,5 \text{ мкм.}$$

Определяем начальные верхние и нижние отклонения замыкающего звена:

$$\Delta_{BA_3} = \Delta_{0A_3} + \frac{TA_{A_3}}{2} = 62,5 + \frac{125}{2} = 62,5 \text{ мкм};$$

$$\Delta_{HA_3} = \Delta_{0A_3} - \frac{TA_{A_3}}{2} = 62,5 - \frac{125}{2} = 0 \text{ мкм}.$$

Допуски на составляющие звенья можно определять любыми известными способами; в частности, применяя способ попыток, устанавливаем исходя из технологических возможностей: $T_{A_3} = 100 \text{ мкм}$; $T_{A_4} = 40 \text{ мкм}$; $T_{A_2} = 40 \text{ мкм}$.

Допуск звена T_{A_1} рассчитываем при коэффициенте риска $Z = 3$ и $\lambda = \frac{1}{9}$ по формуле

$$T_{A_1} = \sqrt{\frac{\left(\frac{TA_{A_3}}{2}\right)^2 - \sum_{i=1}^{m-2} \xi_{A_i}^2 \lambda_{A_i}^2 T_{A_i}^2}{\xi_{A_1}^2 \lambda_{A_1}^2}} =$$

$$= \sqrt{\frac{\left(\frac{125}{2}\right)^2 - \frac{1}{9} [(-1^2 \cdot 100^2) + (-1^2 \cdot 40^2) + (-1^2 \cdot 40^2)]}{1^2 \cdot \frac{1}{9} \cdot 1^2 \cdot \frac{1}{9}}} = 18 \text{ мкм}.$$

Рассчитаем предельные конструкторские отклонения из составляющие звенья по формулам:

$$\Delta_{BA_1} = \Delta_{0A_1} + \frac{TA_{A_1}}{2} \text{ и } \Delta_{HA_1} = \Delta_{0A_1} - \frac{TA_{A_1}}{2};$$

$$\Delta_{BA_1} = -20 + \frac{48}{2} = +4 \text{ мкм}; \Delta_{HA_1} = -20 - \frac{48}{2} = -44 \text{ мкм};$$

$$\Delta_{BA_2} = -22,5 + \frac{40}{2} = -2,5 \text{ мкм}; \Delta_{HA_2} = -22,5 - \frac{40}{2} = -42,5 \text{ мкм};$$

$$\Delta_{BA_3} = 0 + \frac{100}{2} = +50 \text{ мкм}; \Delta_{HA_3} = 0 - \frac{100}{2} = -50 \text{ мкм};$$

$$\Delta_{BA_4} = -20 + \frac{40}{2} = 0 \text{ мкм}; \Delta_{HA_4} = -20 - \frac{40}{2} = -40 \text{ мкм}.$$

Проверку правильности назначения предельных отклонений осуществляем по формулам

$$\Delta_{H_{A_3}} = \sum_{i=1}^{m-1} \xi_i \Delta_{0A_i} - Z \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \lambda_{A_i}^2 \left(\frac{T_{A_i}}{2} \right)^2} = 62,5 - 3 \sqrt{\frac{1}{9} (50^2 + 20^2 + 20^2 + 24^2)} = 0;$$

$$\Delta_{B_{A_3}} = \sum_{i=1}^{m-1} \xi_i \Delta_{0A_i} + Z \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \lambda_{A_i}^2 \left(\frac{T_{A_i}}{2} \right)^2} = 62,5 + 62,5 = +125 \text{ мкм.}$$

Задача решена правильно и при установленных параметрах точности на составляющие звенья и материалах обеспечивается ресурс? равный 5000 ч при коэффициенте риска $Z = 3$. Расчет проводился без учета изменения величины поля допуска от действия факторов эксплуатации.

4.10. Расчет зависимых допусков размеров, определяющих расположение осей отверстий

Расположение осей отверстий в деталях может определяться указанием на чертеже либо межосевых расстояний, либо расстояний от каких-либо баз, например от одной или двух плоскостей детали. Межосевые расстояния и расстояния от баз называют размерами, координирующими оси отверстий. Эти размеры могут входить в размерные цепи и рассчитываться соответствующими методами.

Допуски и предельные отклонения назначают двумя способами:

- в виде указания предельных отклонений размеров, координирующих оси отверстий;
- в виде указания предельных смещений осей отверстий от номинального расположения.

Допуски могут быть зависимыми и независимыми.

Независимым называют *допуск расположения*, назначаемый исходя из функционального назначения детали или сопряжения. В этом случае допуск не зависит ни от действительных, ни от предельных размеров деталей. Таким независимым допуском является, например, допуск на расстояние между осями отверстий в корпусных деталях под валы с подшипниками для зубчатых передач. Действительные значения отклонения расположения не должны выходить за пределы, назначаемые чертежом.

Зависимым допуском расположения называют допуск, величина которого зависит от предельных отклонений размеров поверхностей и при контроле универсальными приборами величина действительного отклонения может превышать заданную. Собираемость деталей

от этого не нарушается. На результаты контроля комплексными калибрами превышение отклонения также не окажет влияния.

Примером зависимого допуска является допуск на межосевое расстояние отверстий или на смещение осей отверстий от номинального расположения в том случае, если эти отверстия служат для установки в них болтов или штифтов и точность сопряжения должна в основном обеспечить собираемость.

Независимые допуски как допуски, выбираемые исходя из функционального назначения деталей, в общем виде не могут быть стандартизованы.

Ряды зависимых допусков расположения осей отверстий для крепежных осей отверстий устанавливается стандартом, который устанавливает ряд чисел (из ряда R_{10}), из которого выбираются предельные величины смещения осей отверстий от номинального положения.

При расчете допусков и величин предельного смещения приняты следующие основные положения:

а) как величина предельного смещения, так и величина предельных отклонений координирующих размеров приняты в расчетах не зависящими от номинальных величин координирующих размеров L_i . Расчетная величина смещения зависит от размеров между внутренними поверхностями отверстий и наружными поверхностями крепежных деталей, проходящих через эти отверстия, т.е. поверхностями болтов, шпилек, штифтов и т.д.

Различают соединения типа А и типа Б (рис. 4.22). В соединениях типа А зазоры предусмотрены в обеих соединяемых деталях, в соединениях типа Б — только в верхней детали, так как во вторую (нижнюю) деталь либо производится запрессовка штифта, либо завинчивается один из концов резьбовой шпильки.

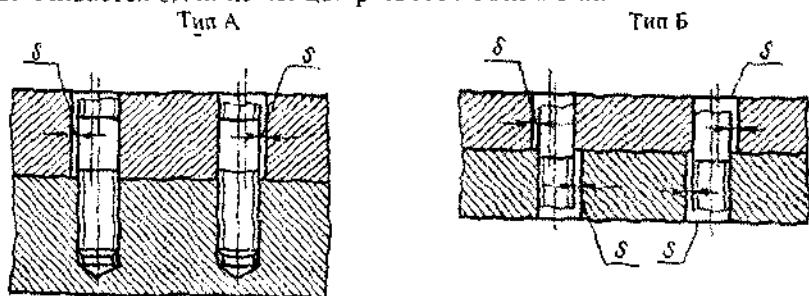


Рис. 4.22. Типы соединения деталей

На рис. 4.23 для наглядности показано соотношение между величиной зазора S и несоосностью (т.е. смещением Δ).

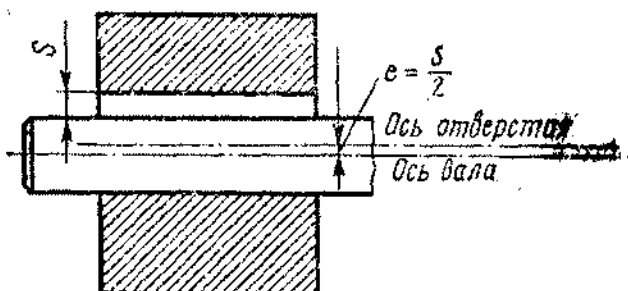


Рис. 4.23. Соотношение между величиной зазора и несоосностью

Для соединения типа А величина смещения S

$$\Delta_{\text{расч}} = 0,5S', \quad (4.27)$$

где величина S' — часть $S_{\min}$, которую можно использовать для компенсации смещения осей отверстия от номинального расположения.

Наиболее часто для уменьшения величин допусков принимают

$$S' = 0,6S_{\min} \quad (4.28)$$

Для соединения типа Б:

$$\Delta_{\text{расч}} = 0,25S. \quad (4.29)$$

Полученная величина $\Delta_{\text{расч}}$ должна округляться до меньшего стандартного значения Δ ;

б) принимается, что допуски расположения отверстий одинаковы для обеих соединяемых деталей;

в) принято, что у соединяемых деталей базы, от которых отсчитываются координирующие размеры, при сборке совпадают. При несовпадении баз расчет усложняется;

г) принято, что оси отверстий крепежных деталей (болтов, шпилек) параллельны, т.е. возможным перекосом осей при расчете пренебрегают и межосевые расстояния заменяют межцентровыми. Величины предельных смещений осей отверстий от номинального рас-

положения указывают в рамках рядом со значком смещения осей от номинального расположения. Предельные отклонения размеров, координирующих оси, как обычно, проставляют рядом с номинальным размером.

Контрольные вопросы

1. Что называется размерной цепью, для решения каких задач используют расчеты размерных цепей?
2. Какое значение имеют расчеты размерных цепей в обеспечении качества машиностроительной промышленности?
3. Что называют звеном размерной цепи? Каковы их обозначения и виды.
4. Какие звенья называют уменьшающими и увеличивающими?
5. Какова суть и различие между замыкающим и исходным звеном?
6. Какие виды размерных цепей вы знаете; дайте им характеристику?
7. Какие две основные задачи решаются при расчете размерных цепей?
8. Какова особенность и области применения двух основных задач при расчете размерных цепей?
9. В чем суть и принципиальное различие методов расчета размерных цепей на максимум-минимум и вероятностного?
10. В каких случаях применяют методы расчета на максимум-минимум и вероятностный; их достоинства и недостатки?
11. По какому принципу написано основное уравнение размерной цепи?
12. В каких случаях применяют способы расчета размерных цепей: по допускам одного качества и равных допусков?
13. Каковы основные правила простановки размеров на чертежах?
14. Какие размеры следует принимать за замыкающие (исходные)?
15. Какие числовые значения могут иметь номинальные величины замыкающих и исходных размеров?
16. Какими способами можно повысить точность замыкающего размера без изменения стоимости изготовления?
17. Охарактеризуйте вероятностный метод расчета размерных цепей на примере простой размерной цепи.

18. Как определяют предельные размеры и предельные отклонения замыкающего звена и составляющих размеров при вероятностном методе решения размерных цепей?

19. Каковы сущность, достоинства, недостатки и условия применения селективной сборки, регулирования и пригонки?

20. Каков порядок проверочного расчета размерных цепей на полную взаимозаменяемость и по вероятностному методу?

21. Каков порядок проектного расчета размерных цепей по известным методам?

22. Можно ли указывать на чертежах величину и допуск исходного (замыкающего) размера?

Библиографический список

Допуски и посадки: Справ. Под ред. В.Д. Мягкова. Л.: Машиностроение, 1978.

Зябрева Н.Н., Перельман Е.И., Шегал М.Я. Пособие к решению задач по курсу «Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения». М. Высш. шк., 1977.

Никифоров А.Д. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. М.: Высш. шк., 2000.

Саранча Г.А. Стандартизация взаимозаменяемость и технические измерения. М.: Изд-во стандартов, 1991.

Якушев А.И., Воронцов Л.Н., Федотов Н.М. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. М.: Машиностроение, 1986.

ВЕРЕМЕЕВИЧ Анатолий Николаевич

МЕТРОЛОГИЯ, СТАНДАРТИЗАЦИЯ И СЕРТИФИКАЦИЯ

**Допуски и посадки типовых соединений и зубчатых передач.
Размерные цепи**

Учебное пособие

Редактор *Л.М. Цесарская*

Компьютерная верстка *А.В. Калинин*

Подписано в печать 12.03.09	Бумага офсетная	
Формат 60 × 90 1/16	Печать офсетная	Уч.-изд. л. 7,5
Рег. № 001	Тираж 100 экз.	Заказ 2133

Государственный технологический университет
«Московский институт стали и сплавов»,
119049, Москва, Ленинский пр-т, 4

Издательский Дом МИСиС,
119049, Москва, Ленинский пр-т, 2
Тел.: 647-23-09, 954-19-22

Отпечатано в типографии Издательского Дома МИСиС,
117419, Москва, ул. Орджоникидзе, 8/9
Тел.: 954-73-94, 954-19-22